



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
ISTITUTO NAZIONALE DI FISICA NUCLEARE - LABORATORI
NAZIONALI DI LEGNARO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

ANALISI NUMERICA E SPERIMENTALE DI DISSIPATORI DI CALORE COMPATTI AD ALTA EFFICIENZA PER LA STAZIONE TARGET AD ALTA POTENZA DEL PROGETTO LARAMED

Relatore: Prof. MICHELE DE CARLI (DII)

Correlatori: Prof. GIULIO ROSATI (DII)
Ing. JUAN ESPOSITO (INFN)
Ing. GABRIELE SCIACCA (INFN)

Laureando: DAVIDE BIGOLARO
Matricola: 1153787

Anno Accademico 2018 – 2019

INDICE

INTRODUZIONE.....	v
CAPITOLO I - IL PROGETTO LARAMED: PRODUZIONE DI RADIOISOTOPI INNOVATIVI	1
1.1 - I LABORATORI NAZIONALI DI LEGNARO DELL'ISTITUTO NAZIONALE DI FISICA NUCLEARE.....	1
1.2 - IL PROGETTO LARAMED.....	2
1.3 - STAZIONI TARGET COMMERCIALI.....	5
1.4 – IL PROBLEMA DELLO SMALTIMENTO DEL CALORE	10
1.4.1 - SISTEMI DI RAFFREDDAMENTO DELLE STAZIONI TARGET.....	11
1.4.2 - RESISTENZA TERMICA DI INTERFACCIA.....	12
1.5 - DISSIPATORI DI CALORE.....	14
1.5.1 - DISSIPATORI DI CALORE A GRIGLIA METALLICA	16
1.5.2 – DISSIPATORI DI CALORE CON MICRO-CANALI.....	17
1.5.3 – DISSIPATORI DI CALORE TESTATI.....	19
CAPITOLO II – TEORIA DELLA TERMO-FLUIDODINAMICA.....	24
2.1 – TRASMISSIONE DEL CALORE IN REGIME STAZIONARIO	24
2.1.1 - TRASMISSIONE DI CALORE: CONDUZIONE TERMICA.....	26
2.1.2 - TRASMISSIONE DI CALORE: CONVEZIONE NATURALE	27
2.1.3 - TRASMISSIONE DI CALORE: CONVEZIONE FORZATA.....	28
2.1.4 - TRASMISSIONE DI CALORE: RADIAZIONE TERMICA	29
2.2 – FLUIDODINAMICA	30
2.2.1 – INTRODUZIONE E CONCETTI DI BASE.....	30
2.2.1.1 - CORRENTI IN PRESSIONE ALL'INTERNO DI CONDOTTI	32
2.2.1.2 - EQUAZIONI INDEFINITE DEL MOTO DEI FLUIDI.....	35
2.2.1.3 - SOLUZIONI APPROSSIMATE DELL'EQUAZIONE DI NAVIER-STOKES ...	36
2.2.2 – FLUIDODINAMICA COMPUTAZIONALE.....	37
2.2.2.1 - INTRODUZIONE ALLA FLUIDODINAMICA COMPUTAZIONALE.....	38
2.2.2.2 - MODELLI FLUIDODINAMICI TURBOLENTI.....	53
2.2.2.2.1 - MODELLO $k-\omega$	56
2.2.2.2.2 - MODELLO $k-\epsilon$	56
2.2.2.2.3 - MODELLI TURBOLENTI AVANZATI	57
CAPITOLO III – PROVE SPERIMENTALI.....	62
3.1 - MODELLO TEORICO: TRASMISSIONE DEL CALORE NEL DISSIPATORE	62
3.2 - APPARATO SPERIMENTALE	67

3.3 - PROCEDURA SPERIMENTALE	76
CAPITOLO IV – SIMULAZIONI ANSYS-FLUENT.....	84
4.1 - MODELLAZIONE GEOMETRICA	84
4.2 – GENERAZIONE DELLA MESH	88
4.3 - MODELLO FLUIDODINAMICO TURBOLENTO	100
4.4 – MODELLAZIONE DELLA POTENZA TERMICA ENTRANTE.....	102
4.5 – IMPOSTAZIONE DEI PARAMETRI DELLA SIMULAZIONE.....	105
4.6 - POST-PROCESSING.....	106
CAPITOLO V – ANALISI DEI RISULTATI.....	115
5.1 - RISULTATI SPERIMENTALI.....	115
5.1.1 – ELABORAZIONE DEI DATI SPERIMENTALI RACCOLTI.....	115
5.1.2 - ANALISI DELLE INCERTEZZE ASSOCIATE	125
5.1.3 - RISULTATI SPERIMENTALI OTTENUTI.....	130
5.2 – RISULTATI NUMERICI	137
5.2.1 – CRITERI DI VALUTAZIONE DEI RISULTATI NUMERICI	137
5.2.2 – RISULTATI NUMERICI OTTENUTI	141
5.3 – CONFRONTO DEI RISULTATI SPERIMENTALI E NUMERICI.....	145
5.4 – TEST FINALE AD ALTA POTENZA	147
5.5 - CONCLUSIONI E POSSIBILI SVILUPPI	148

INTRODUZIONE

Presso i Laboratori Nazionali di Legnaro (LNL) dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN) è in corso di realizzazione una nuova infrastruttura di ricerca denominata LARAMED (LABoratorio di RADionuclidi per la MEDicina). LARAMED è un progetto premiale ministeriale, finanziato dal MIUR, che mira a svolgere attività di ricerca in fisica nucleare sperimentale sulla produzione di radioisotopi innovativi e/o di interesse per la medicina, sia in ambito diagnostico che teranostico. Uno degli aspetti chiave di questo progetto è legato alla progettazione e alla realizzazione della stazione per l'irraggiamento di appositi bersagli, denominata *stazione target*, destinata alla produzione dei radionuclidi. Uno dei problemi più comuni nella progettazione delle stazioni target è quello relativo allo smaltimento del calore prodotto durante la fase di irraggiamento del bersaglio: il target, colpito da un fascio di particelle accelerate, viene raffreddato tramite un dissipatore di calore, che deve essere in grado di smaltire la potenza termica generata dal fascio incidente e mantenere il target stesso ad una temperatura di esercizio adeguata.

Contrariamente alle soluzioni attualmente in uso, il dissipatore di calore della stazione target LARAMED ad alta potenza verrà collegato ad un sistema di refrigerazione a circuito chiuso, al fine di eliminare potenziali problemi di sicurezza nucleare, tipici dei sistemi di raffreddamento a circuito aperto, derivanti da possibili perdite di fluido refrigerante radioattivo.

Per determinare la corretta soluzione progettuale per il core della stazione target, le cui specifiche richiedono lo smaltimento della potenza termica generata dalla collisione del fascio di protoni accelerato dal ciclotrone BEST 70p contro appositi bersagli, in questo lavoro di tesi, come primo obiettivo, è stato deciso di valutare l'efficienza di tre diverse configurazioni di dissipatori di calore compatti e ad alta efficienza; per la loro completa caratterizzazione è stato eseguito uno studio nell'ambito della meccanica accoppiata al problema della trasmissione del calore, sia tramite prove di tipo sperimentale, sia attraverso analisi di tipo numerico.

Il secondo scopo di questo lavoro di tesi mira alla validazione del modello simulativo termo-fluidodinamico, utile per poter riprodurre, tramite analisi computazionale, la fisica del processo e condurre ulteriori analisi su sistemi analoghi, ad esempio caratterizzati da piccole variazioni della geometria del dissipatore stesso o aventi diversa scala geometrica. Proprio a quest'ultima considerazione è interessante rivolgere l'attenzione: infatti, nel caso in esame, la potenza termica limite che è stato possibile raggiungere sperimentalmente è stata pari a 110 W (con potenza specifica pari a $\sim 35 \text{ W/cm}^2$), mentre la potenza termica limite da specifica di progetto è pari a 30 kW (con potenza specifica pari a $\sim 1 \text{ kW/cm}^2$).

In quest'analisi, le simulazioni termo-fluidodinamiche sono state validate per basse potenze termiche specifiche; si ritiene che esse, combinate con i risultati sperimentali, possano fornire riscontri oggettivi corretti anche scalandole ad alte potenze termiche generate, come richiesto dalle specifiche di progetto. L'obiettivo finale, infatti, a cui si vuole giungere, è se sia possibile smaltire una potenza termica specifica media pari ad 1 kW/cm^2 tramite un dissipatore di calore compatto innovativo, collegato ad un sistema di raffreddamento a circuito chiuso.

Per riuscire a smaltire una simile quantità di calore, mantenendo la completa integrità del target e garantendo il suo corretto funzionamento durante tutta la fase di irraggiamento, in prima istanza si è deciso di analizzare e testare alcuni prototipi di dissipatori di calore compatti ad alte prestazioni, per testare le loro effettive capacità di smaltimento di calore e dunque verificare la loro idoneità all'applicazione richiesta.

La tesi si compone di cinque capitoli, il cui contenuto viene di seguito brevemente riassunto:

- 1) Nel primo capitolo viene descritto il progetto LARAMED presso i LNL, all'interno del quale si inserisce questo lavoro di tesi; viene inoltre illustrato il problema dello smaltimento di calore dei bersagli irraggiati e le soluzioni attualmente in uso per contrastarlo.

- 2) Il secondo capitolo espone i principi che stanno alla base della teoria della trasmissione del calore e della fluidodinamica e che permettono di descrivere la fisica del problema esaminato, come le leggi di conservazione, le modalità di trasmissione del calore, i sistemi di raffreddamento compatti, le caratteristiche dei moti fluidodinamici, il coefficiente di scambio termico.
- 3) Nel terzo capitolo viene esposta la parte relativa alle prove sperimentali condotte in laboratorio: a partire dallo sviluppo e dalla messa a punto dell'apparato sperimentale, procedendo con l'esecuzione dei test, fino all'analisi dei risultati per la stima dei parametri di interesse.
- 4) Il quarto capitolo tratta la parte inerente alle simulazioni termo-fluidodinamiche, eseguite tramite il software commerciale Fluent di ANSYS-Workbench®; in questo capitolo vengono dapprima descritti i principi di funzionamento e le tecniche di risoluzione su cui si basa la termo-fluidodinamica computazionale e, solo successivamente, vengono approfondite tutte le impostazioni, i parametri, i dettagli che hanno portato ad ottenere dei risultati numerici coerenti.
- 5) Nel quinto ed ultimo capitolo è stato: (i) eseguito il confronto dei risultati sperimentali e numerici, (ii) validato il modello simulativo termo-fluidodinamico, (iii) eseguito il confronto fra le prestazioni delle diverse tipologie di dissipatori di calore esaminati. A questo punto, una volta individuato il dissipatore di calore più efficiente, sono state applicate le specifiche di progetto (relative ad alte potenze termiche specifiche) al modello simulativo validato sperimentalmente con basse potenze termiche specifiche, per valutare, con un calcolo preliminare, l'idoneità del dissipatore di calore all'adempimento delle specifiche di progetto.

CAPITOLO I - IL PROGETTO LARAMED: PRODUZIONE DI RADIOISOTOPI INNOVATIVI

1.1 - I LABORATORI NAZIONALI DI LEGNARO DELL'ISTITUTO NAZIONALE DI FISICA NUCLEARE

Questo progetto di tesi è stato ideato e sviluppato all'interno dei Laboratori Nazionali di Legnaro (LNL), siti nel comune di Legnaro (PD), dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN) dai ricercatori del progetto premiale ministeriale LARAMED, con lo scopo di studiare e sviluppare un opportuno sistema di raffreddamento per i bersagli della stazione target ad alta potenza del progetto LARAMED.

Prima di procedere con la trattazione di questo argomento, viene sinteticamente ripercorsa la storia del progetto e contestualizzata all'interno dell'ambiente dei LNL-INFN.

L'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN) è un ente pubblico nazionale di ricerca, vigilato dal MIUR, che si occupa dello studio dei costituenti fondamentali della materia e delle leggi che li governano, i cui membri svolgono attività di ricerca, teorica e sperimentale, nei settori della fisica subnucleare, nucleare e astroparticellare. Fondato nel 1951 da gruppi delle Università di Roma, Padova, Torino e Milano, oggi l'ente raggruppa circa 5000 scienziati che, grazie a tecnologie e strumenti di ricerca d'avanguardia, in un ambito di competizione internazionale, portano avanti la ricerca scientifica in questi settori, in stretta collaborazione con il mondo universitario.

L'INFN è un'importante realtà presente in cinque continenti ed in oltre 30 paesi; in Italia, in particolare, è principalmente concentrata presso i quattro Laboratori Nazionali dell'Istituto, al cui interno sono presenti, disponibili alla comunità scientifica ed in attività, avanzati apparati sperimentali.

I quattro principali Laboratori Nazionali italiani sono:

- I Laboratori Nazionali di Frascati (LNF)
- I Laboratori Nazionali del Sud (LNS)
- I Laboratori Nazionali del Gran Sasso (LNGS)
- I Laboratori Nazionali di Legnaro (LNL)

Presso i Laboratori Nazionali di Legnaro lavorano quotidianamente circa 250 persone, suddivise tra dipendenti dell'INFN, ricercatori e studenti universitari, italiani e provenienti dall'estero, impegnati in attività di ricerca legate alla fisica nucleare. Il know-how cardine dei LNL, sicuramente, risiede nello sviluppo di acceleratori di particelle e di rivelatori di radiazioni nucleari.

Questi studi rappresentano il nucleo attorno cui ruotano le attività di ricerca, il cui futuro è legato ai campi di applicabilità della stessa. Per questa ragione, i progetti più importanti sono progetti dedicati alla ricerca di base in fisica nucleare, finalizzati ad applicazioni interdisciplinari che spaziano, dalla produzione di radionuclidi per la medicina, alla generazione di neutroni per studi sui materiali, allo sviluppo di tecnologie nucleari. L'insieme di tutte attività costituisce quindi la speranza futura dei laboratori ed il progetto all'interno del quale sono racchiusi questi studi è denominato progetto SPES, acronimo di "Selective Production of Exotic Species" [1]. Esso è suddiviso e prevede quattro fasi principali:

- 1) SPES-alpha: questo progetto è già stato finanziato da INFN e si propone di acquisire, installare e rendere operativo un ciclotrone ad alte prestazioni (e le relative infrastrutture e stazioni sperimentali), con corrente di uscita pari a 0.7 mA ed, alta energia, fino a 70 MeV.

- 2) SPES-beta: questa parte si occuperà dell'indagine di nuovi nuclei estremamente ricchi di neutroni, prodotti da collisioni di specie arricchite accelerate contro appositi bersagli.
- 3) SPES-gamma: si propone di svolgere attività di ricerca e produzione di nuovi radionuclidi di interesse per la medicina nucleare (ma non solo), per la creazione di radiofarmaci innovativi e la produzione di radionuclidi convenzionali, attraverso nuovi approcci che si basano sull'utilizzo di acceleratori. Questa fase di SPES è stata finanziata dal governo e prende il nome di progetto LARAMED.
- 4) SPES-delta: questa fase propone la realizzazione di una sorgente di neutroni estremamente intensa, ed energia massima pari a quella prodotta dal ciclotrone BEST 70p, mirata a studi di Eventi ad Effetto Singolo (SEE) sull'elettronica cosiddetta *radiation-hard*, destinata al settore industriale dell'aerospazio, e dell'automotive, allo studio e caratterizzazione di nuova strumentazione per la fisica nucleare e per la caratterizzazione di scorie nucleari.

1.2 - IL PROGETTO LARAMED

Il seguente lavoro di tesi fa parte del progetto premiale ministeriale INFN LARAMED, presso i LNL. LARAMED è l'acrostico di Laboratorio di RADionuclidi per la MEDicina ed è un progetto mirato a svolgere attività di ricerca in fisica nucleare sperimentale per la produzione di radioisotopi innovativi e/o di interesse per la medicina, sia in ambito diagnostico che teranostico. Attualmente, il gruppo LARAMED è composto da una decina di ricercatori di diversa formazione, tra i quali vi sono fisici, radiochimici, ingegneri nucleari, meccanici e biomedici, che collaborano congiuntamente nella ricerca in questo ambito. Viene di seguito ripercorsa la storia di LARAMED, descritta attraverso le tappe più salienti che l'hanno caratterizzata.

Nel 2010, il prof. A. Duatti, docente di chimica generale ed inorganica ed il prof P. Bianchi docente di economia applicata, entrambi all'Università di Ferrara, condussero un'analisi di fattibilità per impostare le basi del progetto, per capire gli sviluppi futuri e l'effettiva possibilità realizzativa, nonché convenienza economica, del piano di lavoro. Successivamente nel 2011 l'INFN e il CNR, col supporto di BEST-Medical International, proposero tale progetto al governo, con il fine di poter creare LARAMED. In seguito, tra il 2013 e il 2016, la concretizzazione del progetto LARAMED venne finanziata attraverso due successivi progetti premiali ministeriali; nel 2014 l'azienda BEST-Medical International ha proposto all'Istituto di Fisica Nucleare, e quindi in particolare al gruppo LARAMED, un accordo di collaborazione per la produzione di radioisotopi innovativi.

Il progetto SPES prevede l'impiego di un nuovo ciclotrone, in grado di accelerare protoni fino ad un'energia di 70 MeV, per favorire lo sviluppo di alcuni programmi applicativi nel settore della produzione di sorgenti neutroniche utilizzabili per differenti scopi tecnologici e biomedici. Questi fasci di particelle verranno utilizzati per condurre ricerche di fisica nucleare di base mediante produzione di nuovi isotopi radioattivi, cosiddetti "esotici", cioè molto lontani dalle condizioni di stabilità nucleare; più nel dettaglio, il progetto LARAMED comprende due parti. La prima consiste in un laboratorio di ricerca, di proprietà INFN e CNR, impiegato per misurazioni di sezioni d'urto, di interesse per la medicina nucleare, per lo svolgimento di test su bersagli e per la produzione di piccole quantità di radioisotopi interessanti; la seconda, invece, consiste in una facility di produzione, impiegata in collaborazione con un partner privato, per la produzione di alcuni radioisotopi che già rivestono notevole interesse nella diagnostica in medicina nucleare: $^{82}\text{Sr}/^{82}\text{Rb}$ e $^{68}\text{Ga}/^{68}\text{Ge}$.

Lo scopo principale riguarda dunque la produzione di radiofarmaci, composti chimici che contengono uno o più nuclidi radioattivi chimicamente legati, estremamente utili per ottenere informazioni diagnostiche sui tessuti interni dell'organismo in modo non invasivo, tramite ad esempio le metodologie SPECT e PET, oppure

validi per la cura terapeutica sui tessuti tumorali, nella quale viene fatto largo uso, ad esempio, di radionuclidi come lo iodio 131 (^{131}I).

Attualmente, il mercato dei radiofarmaci diagnostici, come il tecnezio-99, l'indio-111, lo iodio-125, il tallio-201 e il fluoro-18, costituisce un settore economico ormai maturo ed il loro fabbisogno è oggi giorno completamente soddisfatto da società private o da produzioni locali eseguite all'interno di strutture sanitarie provviste di ciclotroni a bassa energia. Per questa ragione, lo sviluppo futuro della medicina nucleare è legato alla scoperta di nuovi radionuclidi, che possano permettere la produzione di radiofarmaci per la diagnostica e la terapeutica di patologie tumorali.

La produzione di nuovi radionuclidi per utilizzo medico può essere eseguita in modo controllato attraverso l'impiego di ciclotroni, tipicamente di bassa energia: questa tecnologia permette infatti di ottenere il radionuclide di interesse, in alta attività specifica, in seguito all'irraggiamento del bersaglio ed il suo facile trasferimento in condizioni sterili per il successivo utilizzo medico. Ciclotroni a medio-alta energia, invece, possono essere utili per studiare e produrre radionuclidi non standard, ossia difficili da produrre con ciclotroni a bassa energia; inoltre, un ciclotrone ad alta energia può costituire uno strumento assai più efficace per aumentare le rese di produzione dei radionuclidi e quindi la loro disponibilità nei confronti del mercato.

Purtroppo, la ricerca e lo sviluppo di nuovi radio-farmaci costituisce un processo difficile, dispendioso sia dal punto di vista economico, sia temporale. Ogni anno sono centinaia i nuovi composti studiati, ma solo una piccola percentuale supera la fase preclinica e raggiunge l'ultima fase di sperimentazione clinica sull'uomo, e, solo dopo aver accertato la sua utilità, arriva sul mercato. Nonostante tutti questi ostacoli, questa ricerca non si fermerà mai, perché il suo obiettivo riguarda la cura della salute.

La produzione di radionuclidi per la ricerca di nuove categorie di radiofarmaci è di scarso interesse per le società farmaceutiche dato che questi radiocomposti sperimentali non possono ancora essere impiegati e distribuiti per l'uso clinico dei pazienti. Ciò rappresenta, invece, una reale possibilità per i centri di ricerca, come i Laboratori Nazionali di Legnaro, di focalizzarsi sulla ricerca e sullo sviluppo di nuovi metodi avanzati per la produzione di radionuclidi innovativi. Affinché tale ricerca possa continuare e progredire, e magari anche con l'obiettivo di poter produrre un numero considerevole di radionuclidi, soprattutto di tipo non convenzionale, negli ultimi anni è stato deciso di realizzare l'infrastruttura LARAMED, all'interno della quale poter effettuare contemporaneamente diverse sperimentazioni, in collaborazione con diverse istituzioni, tra cui l'Università di Padova (Facoltà di medicina e di Farmacia), l'Istituto Oncologico veneto (IOV), l'Università di Ferrara e l'Istituto Scientifico Romagnolo per lo Studio e la Cura dei Tumori di Meldola (Forlì).

La realizzazione dell'infrastruttura SPES/LARAMED è cominciata nel 2013: la parte strutturale è stata terminata nel 2016, mentre attualmente sono ancora in corso i lavori per il completamento dei servizi e l'installazione dell'apparecchiature sperimentali [2].

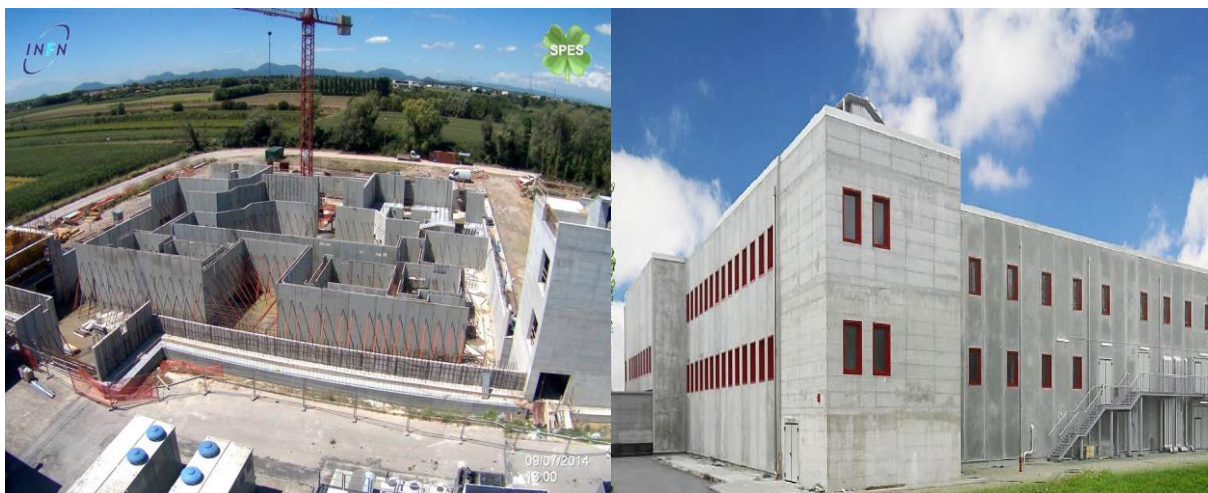


Figura 1.1: Il nuovo edificio SPES/LARAMED presso i LNL.

La struttura risulta composta da più aree, ognuna adibita ad una specifica funzione. Nella parte centrale è posizionato il ciclotrone BEST 70p, che alimenta le facilities di ricerca (RILAB), di produzione (RIFAC) e di SPES. Completano l'infrastruttura due sorgenti di nuova concezione per fasci radioattivi del tipo ISOL (Isotope Separation On-Line). La configurazione interna dell'impianto è stata appositamente progettata per condurre più test nucleari in parallelo, ottimizzando quindi le tempistiche di lavoro e i tempi di fermo-impianto; in particolare, il ciclotrone è in grado di produrre simultaneamente 2 fasci, utilizzabili appunto per scopi diversi. La struttura si articola su tre livelli: il primo, sotterraneo, alloggia la sala del ciclotrone, due bunker a servizio di SPES e tre a servizio del progetto LARAMED. Le pareti dei bunker sono state realizzate in calcestruzzo ad alta densità e raggiungono spessori fino a 4 metri, per la schermatura dell'ambiente esterno dalle radiazioni; inoltre i locali sono tenuti in depressione per prevenire la fuoriuscita incontrollata di aria radioattiva e/o contaminata. Al primo livello si trovano i locali tecnici, i laboratori a servizio degli esperimenti e la sala di controllo generale dell'intera struttura; infine, l'ultimo piano, sarà destinato ai laboratori per la creazione e manipolazione dei target. Nella seguente Figura 1.2 è possibile osservare la pianta del primo livello dell'edificio.

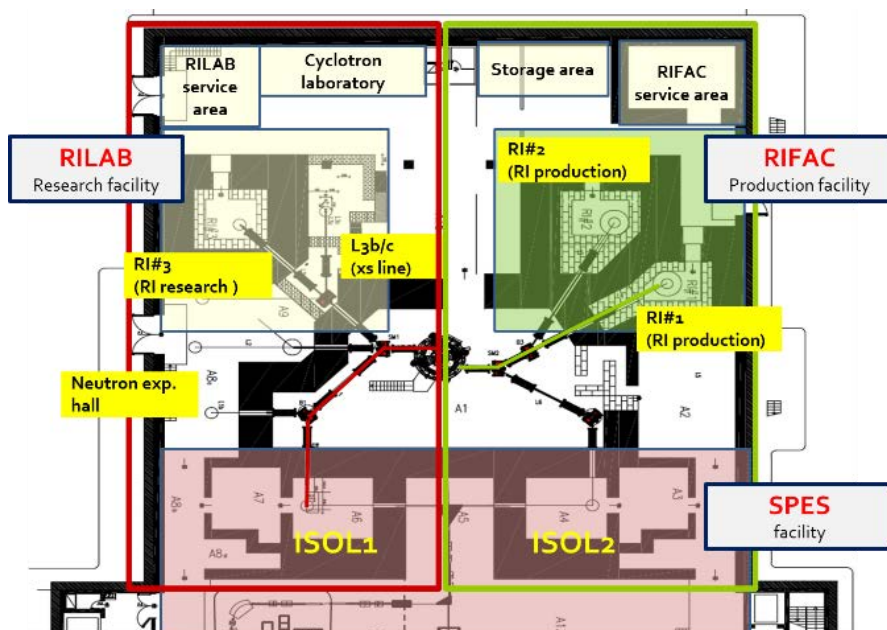


Figura 1.2: Pianta del primo livello dell'edificio SPES/LARAMED.

I primi acceleratori costruiti furono acceleratori lineari, ma la grande necessità di raggiungere elevate energie del fascio ha portato ad adottare altre soluzioni tecniche, in cui i fasci di particelle possono viaggiare all'interno di acceleratori circolari, o anelli di accumulazione, fino a quando non raggiungono l'energia desiderata. Grazie ad una corrente ad alta frequenza, e ad un'alta tensione, combinata con un campo magnetico perpendicolare, il ciclotrone permette invece di incrementare l'energia di un insieme di particelle cariche (che partono da una sorgente posta al centro del ciclotrone), facendo assumere loro una traiettoria spiraliforme lungo la quale le particelle accelerano progressivamente. Una volta estratto dal ciclotrone, il fascio di particelle accelerate viene trasportato lungo appositi canali sottovuoto, tramite una successione di campi magnetici curvanti e focheggianti, fino alle facilities di produzione.

L'acceleratore scelto per questo progetto è il ciclotrone commerciale BEST 70p, prodotto dalla ditta canadese BEST CYCLOTRON SYSTEMS. Esso è capace di accelerare ed estrarre in modo indipendentemente due fasci di protoni, alla corrente massima di 750 μA con energia variabile nell'intervallo 35-70 MeV, destinati alla ricerca di base e alla produzione di radionuclidi innovativi. Il ciclotrone è stato installato ed inaugurato nel dicembre del 2016.

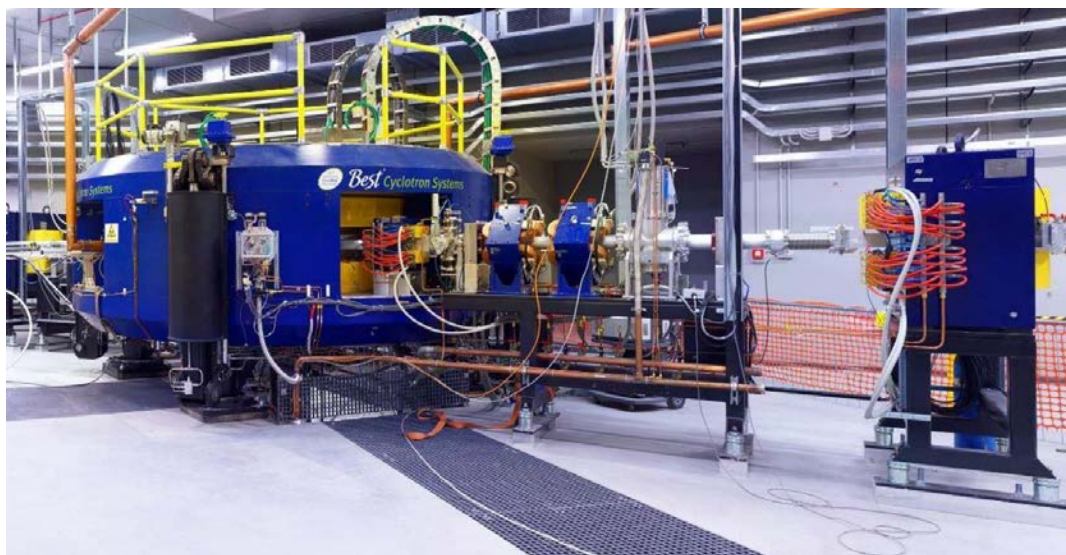


Figura 1.3: Il ciclotrone commerciale BEST 70p installato bunker centrale sotterraneo dell'edificio SPES/LARAMED.

Per quanto riguarda il dissipatore di calore ad alta efficienza oggetto del presente studio, esso dovrà essere inserito all'interno del bunker d'irraggiamento denominato RI#3 del laboratorio RILAB, nella parte dell'edificio SPES riservata al progetto LARAMED, dove verrà ubicata la stazione target ad alta potenza.

Nei prossimi paragrafi vengono presentati alcuni esempi di stazioni commerciali utilizzate per la produzione di radioisotopi, viene affrontato il problema dello smaltimento del calore e le soluzioni proposte per risolverlo. Infine vengono presentati degli esempi di scambiatori di calore ad alta efficienza ed illustrati i tre prototipi di dissipatori di calore che sono stati testati e confrontati, sia in laboratorio, sia tramite simulazioni termo-fluidodinamiche.

1.3 - STAZIONI TARGET COMMERCIALI

Lo sviluppo della tecnologia nucleare è al giorno d'oggi in continua evoluzione; attualmente essa viene utilizzata in molteplici applicazioni, dalla produzione di energia elettrica, alla medicina, al settore manifatturiero. Uno degli ambiti di maggiore interesse nel quale questa tecnologia può essere utilizzata è quello delle applicazioni mediche: applicazioni per la diagnostica, per la teranostica e la cura di diverse patologie.

Alcuni esempi di applicazioni pratiche di queste tecnologie sono la tomografia a emissione di positroni (PET) e la tomografia computerizzata a singola emissione di fotoni (SPECT) [3].

Nella maggior parte degli esami diagnostici viene utilizzato il radionuclide ^{99m}Tc : attualmente, esso viene prodotto per il 95% da 5 impianti nucleari, in funzionamento da ormai più di 50 anni. Per questo motivo, presso i Laboratori Nazionali di Legnaro, si vuole studiare un metodo alternativo per la sua produzione [4].

Vi è una grande varietà di reazioni nucleari che permettono la produzione di radioattività artificiale: una di queste consiste nel bombardamento di appositi bersagli di materiale isotopicamente arricchito, chiamati *target*, mediante fasci di particelle accelerate come protoni, neutroni o particelle di elio.

Questa via può rappresentare una soluzione alternativa per la produzione diretta del ^{99m}Tc : essa consiste nell'irraggiamento di un target di ^{100}Mo arricchito, tramite un fascio di protoni. Il target è generalmente costituito da un supporto metallico chiamato *baseplate o backing*, su cui è depositato un sottile strato di materiale isotopicamente arricchito. Il target utilizzato durante gli esperimenti, ad esempio, è realizzato con un backing circolare in rame, dello spessore di circa 1.5-1.7 mm, sul quale possono essere depositati differenti materiali isotopicamente arricchiti. Per depositare questo strato di materiale sulla backing, si possono impiegare diverse tecniche, come l'elettro-placcatura con sali fusi, l'elettrodeposizione, la sinterizzazione di polveri, il rivestimento ad alto voltaggio, il rivestimento ad alta pressione, la co-deposizione mediante elettrodeposizione da soluzione acquosa, la polverizzazione catodica con campo magnetostatico, la deposizione chimica di vapori, la deposizione laser, la spruzzatura al plasma, ecc.

L'obiettivo comune di ciascuna tecnica è la deposizione sul backing di uno strato di materiale arricchito molto fine (dell'ordine alcune centinaia di μm), omogeneo, uniforme e ben aderente alla superficie del supporto [5].

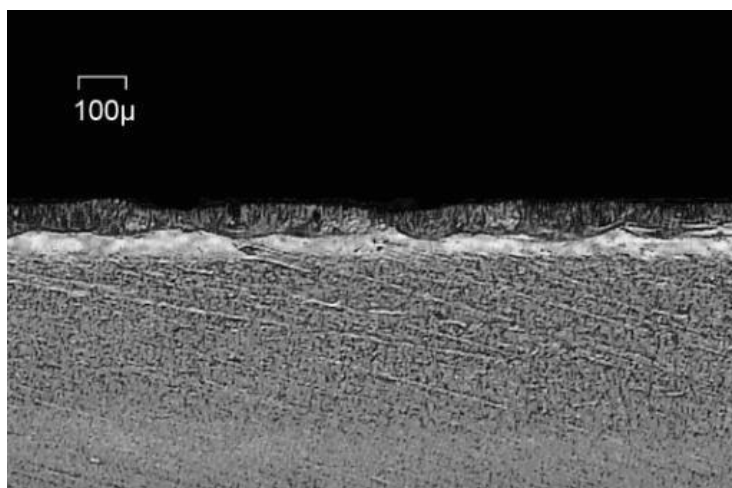


Figura 1.4: Vista in sezione del target, dove si osserva lo strato di materiale isotopicamente arricchito depositato sul rame.

Un esempio di materiale isotopicamente arricchito, valido per la produzione del ^{99m}Tc , è l'isotopo del molibdeno, il ^{100}Mo . Per massimizzare la sua produzione, è necessario che i tassi di produzione per la specifica reazione nucleare di interesse siano elevati; ciò si ottiene facendo ricorso ad alte correnti protoniche che, unite ad alte energie di fascio, implicano elevate potenze termiche incidenti sul bersaglio che devono essere smaltite. Per questo motivo, il target dovrà essere opportunamente raffreddato al fine di poter mantenere la sua integrità strutturale. Una volta terminata la fase d'irraggiamento, il materiale depositato sul target subisce un processo di trattamento radiochimico, venendo completamente disciolto in una soluzione reattiva. Infine il radionuclide di interesse (che deve appartenere ad un elemento chimico differente) viene separato chimicamente dal materiale bersaglio di partenza, per essere ulteriormente purificato fino ad ottenere il radioisotopo vero proprio, utile per la produzione dei radiofarmaci di interesse in campo clinico.

Una volta che il fascio di protoni è accelerato alla energia desiderata, esso viene trasportato lungo le *linee di fascio*, appositi percorsi lungo i quali è deviato e focalizzato per poter raggiungere la stazione target ed andare

a collidere al suo interno contro il bersaglio. L'insieme di target e porta-target dovrà essere opportunamente trasportato verso una postazione adibita, nella quale dovrà essere meccanicamente bloccato, isolato dall'ambiente esterno, e mantenuto refrigerato.

La struttura che si occupa e che contiene gli organi preposti a queste mansioni è chiamata *stazione target*, o *target station (TS)*. Nel tempo, sono state progettate diverse configurazioni di stazioni target, e, soprattutto nel corso degli ultimi decenni, si è assistito ad un incremento della loro produzione. Le modifiche e gli sviluppi che esse hanno subito sono stati numerosi, a causa dei molteplici problemi di natura fisica, chimica, nucleare ed ingegneristica che le caratterizzano.

Il materiale del target può presentarsi allo stato gassoso, liquido o solido e può essere posizionato all'interno o all'esterno del ciclotrone; ognuna di queste variabili influisce sulla progettazione della stazione target, che dovrà avere, quindi, specifiche caratteristiche.

Per comprendere meglio la natura (e le relative problematiche ingegneristiche) di una stazione target, è possibile analizzare le soluzioni commerciali attualmente in uso. Un esempio di stazione target commerciale è quella rappresentata in Figura 1.5, proposta dall'azienda BEST [6].

La struttura portante della stazione è una struttura reticolare. Ad essa sono ancorati:

- Un collimatore che delimita il fascio accelerato contro il bersaglio (target);
- Un target, costituito da un sottile strato di materiale isotopicamente arricchito, depositato su un supporto (backing) in alluminio/rame/oro/tantalio ecc. ed inserito in un porta-target;
- Un manipolatore, atto alle operazioni di movimentazione del porta-target;
- Un terminale del sistema di trasporto pneumatico;
- Un sistema di raffreddamento del target.

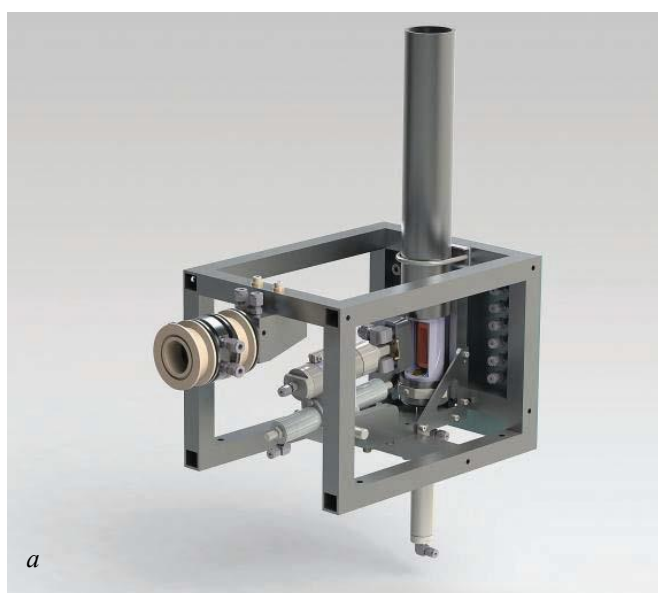


Figura 1.5: Stazione target commerciale BEST (a), sistema porta-target (b).

Il target è fissato ad un porta-target di alluminio ed insieme ad esso è trasportato pneumaticamente dalla zona di irradiazione all'unità di elaborazione della cella calda.

Il sistema pneumatico si avvale di due motori collegati a delle pompe per vuoto, in grado di abbassare la pressione e di creare un effetto di risucchio, di una rete di condotti all'interno dei quali si muove il target e di sensori magnetici per il monitoraggio della sua posizione. Una volta che il porta-target ed il target arrivano alla stazione, essi vengono magneticamente orientati nella corretta posizione ed in seguito, viene azionato il manipolatore che preleva il target dal supporto di alluminio e, ruotandolo di 135° , lo va a posizionare nell'alloggiamento all'interno della TS nell'apposita regione adibita all'irraggiamento. Il manipolatore collega

i condotti di raffreddamento al target, una volta che esso è in posizione. Eseguite le seguenti operazioni, è possibile avviare la procedura di irraggiamento del target.

Altri due esempi di stazioni target commerciali sono le seguenti:

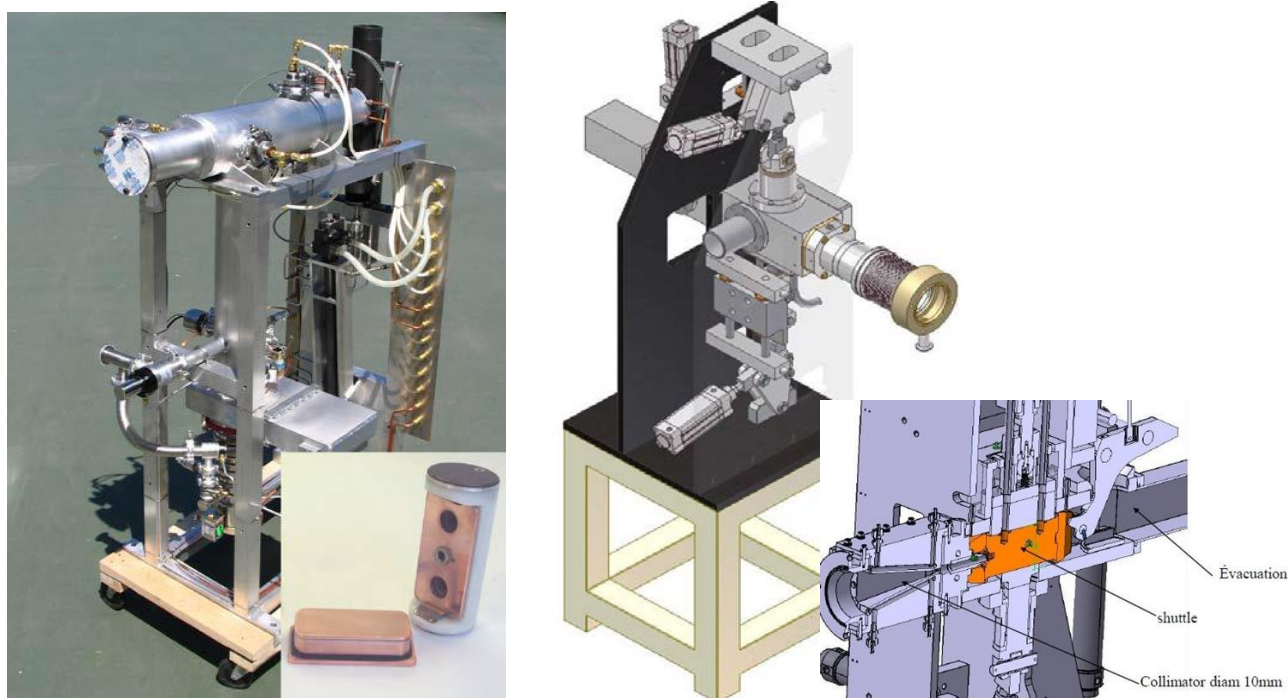


Figura 1.6: Esempi di stazioni target commerciali.

Il primo esempio di stazione target commerciale di quarta generazione in Figura 1.6 è stato costruito nel 2005 e presenta un porta-target con dei canali per il passaggio del fluido refrigerante [7]. La seconda tipologia di stazione target commerciale in Figura 1.6 è stata prodotta dall'azienda IBA [7]. Essa sfrutta un sistema oleo-pneumatico per il bloccaggio su tre assi del target, movimentato pneumaticamente, e lo integra con un sistema di raffreddamento a circuito aperto. Vi è anche in questo caso la presenza di un attuatore che permette l'inserimento e la rimozione del target dalla stazione. Nella vista in sezione si nota anche la presenza del collimatore che delimita lo spot del fascio di particelle che colpisce il bersaglio.

Nelle soluzioni tecniche più avanzate, come quella rappresentata nella successiva Figura 1.7 [8], il target è costituito da un backing di rame di forma approssimativamente rettangolare, una guarnizione in elastomero ed una cornice di tenuta. Sulla parte posteriore del backing sono presenti delle alettature ricavate nello spessore, che permettono di migliorare lo scambio termico convettivo con il fluido refrigerante che lo lambisce direttamente, in maniera tale da poter mantenere il target ad una temperatura non superiore a 350 °C. Durante l'irraggiamento, il fascio di particelle viene collimato da 13 mm a 10 mm di diametro e fatto collidere contro il target, formando, per ragioni geometriche, uno spot ellittico di area pari a 10x38 mm².

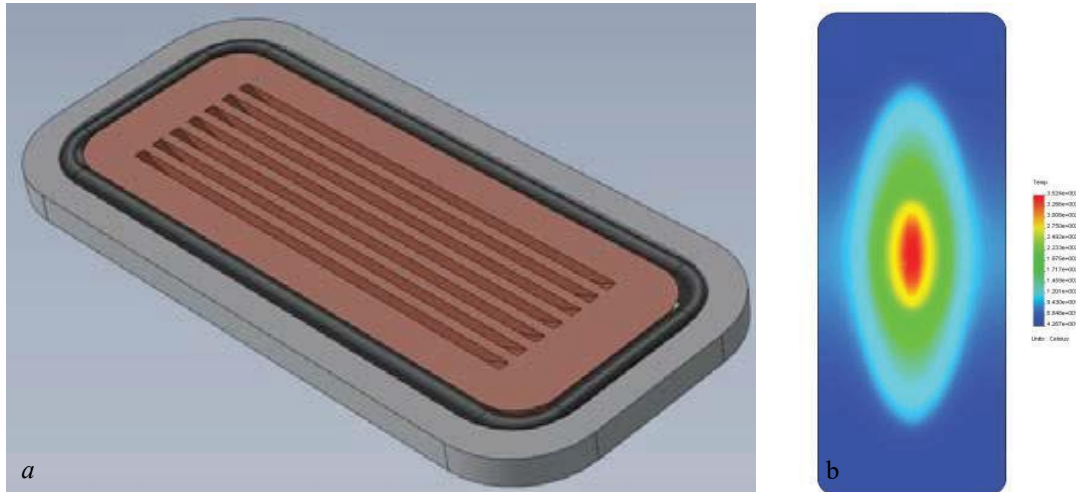


Figura 1.7: Canali ricavati sulla superficie inferiore del target per il passaggio del fluido refrigerante (a) e rappresentazione grafica della distribuzione delle temperature della superficie superiore del target (b).

La zona di contatto del fascio con il target è ellittica poiché il target è inclinato rispetto alla direzione del fascio; in questa condizione, infatti, la potenza termica specifica che interessa la superficie del target è minore e quindi il target stesso è soggetto a temperature di picco meno elevate che si traducono in stress termici più contenuti. Questa soluzione viene spesso utilizzata, ed è anche quella scelta per la stazione ad alta energia, nella quale è inserito il dissipatore di calore, oggetto di analisi di questa tesi. La superficie inferiore del backing funge da superficie di scambio termico; essa infatti è mantenuta refrigerata da un fluido di raffreddamento, che scorre aderente ad essa. Lambendo la sua superficie, il fluido, tipicamente acqua, asporta calore per convezione forzata dal sistema target e porta-target. Quest'operazione di raffreddamento continuo del target è di fondamentale importanza; se questa non avvenisse nel modo corretto, a causa dell'elevata potenza termica incidente durante il processo di produzione dei radionuclidi, il target entrerebbe nel campo di deformazione elastoplastica, od addirittura di fusioni localizzate.

Per questo, come esplicitato nell'esempio seguente, il sistema porta-target integra il sistema per il bloccaggio del target con il sistema di raffreddamento. In Figura 1.8, con la freccia rossa viene indicato il fascio di protoni entrante nella porta-target; esso va a collidere contro il lato del target, rappresentato in arancione, dove è depositato il materiale da irraggiare, mentre il lato opposto (backing) viene raffreddato dal fluido refrigerante, rappresentato dalle frecce azzurre [7].

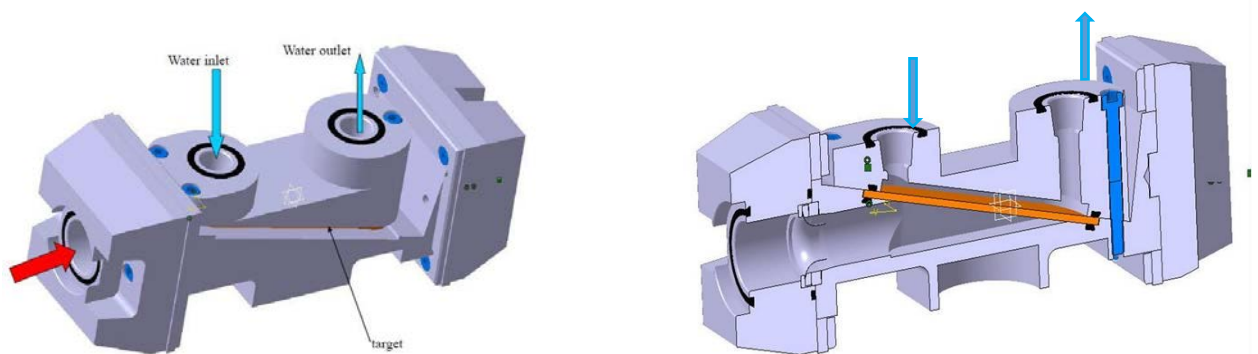


Figura 1.8: Sistema porta target sviluppato dalla IBA completo con vista in sezione.

Nelle soluzioni tecniche commerciali sviluppate sino ad ora, il raffreddamento avviene per contatto diretto tra fluido e target, dato che la superficie posteriore (backing) del target è appositamente progettata per ottenere, nel modo più efficiente possibile, il processo di trasferimento della potenza termica con il fluido di raffreddamento.

Pertanto si ricorre a soluzioni volte ad ottimizzare lo scambio termico convettivo; per farlo, si modifica la superficie di scambio termico, realizzandola con opportune geometrie che integrano, ad esempio, canali per il raffreddamento. In questa maniera il fluido refrigerante penetra all'interno del porta-target, avvicinandosi e scambiando una maggiore quantità di calore con le zone a temperatura più elevata [7].

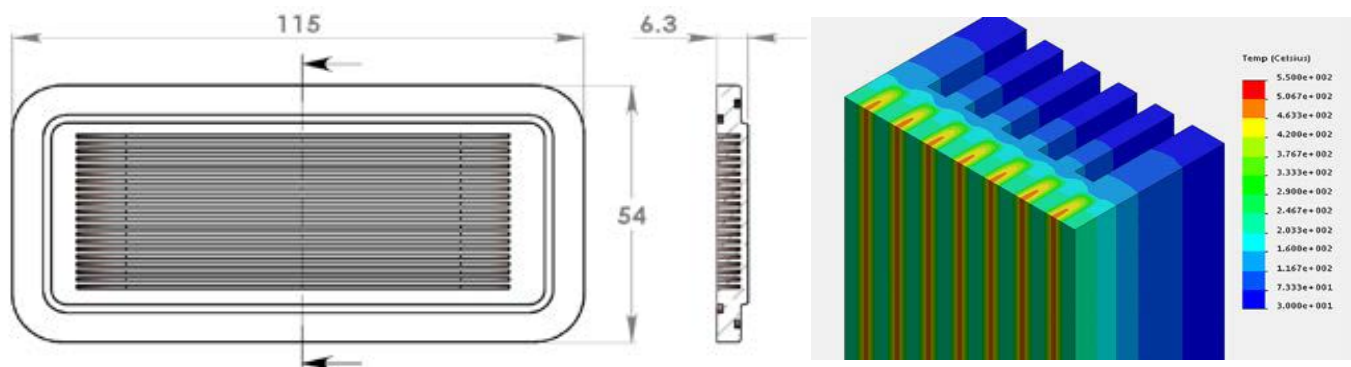


Figura 1.9: Vista in sezione della configurazione geometrica del target e relativa mappatura delle temperature.

Altro problema che contrassegna la stazione target è il progressivo danneggiamento dei materiali a causa dell'esposizione del campo misto di radiazioni neutronico e gamma ad alta intensità che si generano durante la fase di irraggiamento. Le radiazioni gamma producono limitati effetti macroscopici sulle principali caratteristiche meccaniche dei materiali metallici, ma rompono i legami chimici e ostacolano la ricombinazione dei legami nei composti organici. Questo problema può manifestarsi in presenza di materiali come le plastiche e/o i materiali a base polimerica, che, in presenza di radiazioni, possono manifestare fenomeni come polimerizzazione, ossidazione, indebolimento dei legami covalenti [3]. La componente neutronica, invece, oltre a produrre effetti di danneggiamento ben superiori in generale su tutti i tipi di materiali, produce anche effetti di radioattività indotta, specialmente nei materiali strutturali metallici. Particolare cura dovrà essere posta pertanto nella scelta di quelle leghe che consentano di poter svolgere, in determinati periodi programmati, le fasi di manutenzione alla stazione target riducendo al minimo le problematiche di radioprotezione per il personale tecnico addetto.

1.4 – IL PROBLEMA DELLO SMALTIMENTO DEL CALORE

L'energia cinetica persa dalle particelle che collidono e che transitano attraverso il target viene trasformata in calore. Uno dei problemi più comuni nella progettazione delle stazioni target è quello relativo allo smaltimento del flusso di calore prodotto durante l'irraggiamento; tale calore deve essere necessariamente smaltito poiché, in caso contrario, genererebbe effetti disastrosi, come il danneggiamento o la fusione del target, l'avvio di reazioni chimiche del materiale isotopicamente arricchito e, in caso di sistemi a circuito aperto, la dispersione del fluido refrigerante e di vapori radioattivi nell'ambiente circostante [3]. Per queste ragioni, il calore generato deve essere smaltito, per convezione, per conduzione e sotto forma di radiazione termica.

Lo scopo da perseguire è quello di riuscire a smaltire una quantità di calore tale da mantenere la completa integrità del target e da permettere il suo corretto funzionamento durante tutta la fase di irraggiamento. La potenza termica limite da specifica di progetto sarà di 30 kW, con un valor medio della potenza specifica pari a circa 1 kW/cm².

Il dissipatore di calore dovrà essere in grado di smaltire tale potenza, mantenendo una temperatura di esercizio inferiore ad una temperatura di sicurezza, valutata pari al 30% della temperatura di fusione del materiale che lo costituisce. Nel caso in esame, dato che il dissipatore di calore è realizzato in rame OFHC, la temperatura limite di esercizio sarà di 325 °C.

1.4.1 - SISTEMI DI RAFFREDDAMENTO DELLE STAZIONI TARGET

In questo paragrafo, si vogliono presentare le diverse configurazioni geometriche di dissipatori di calore studiate fino ad ora, analizzando le diverse soluzioni che sono state proposte e cercando di valutare, dal punto di vista teorico, la configurazione geometrica che meglio si presta per il dissipatore di calore oggetto di studio, che dovrà essere inserito nella stazione target ad alta potenza del progetto LARAMED.

Il primo punto dal quale partire e sul quale si basa tutta la progettazione della stazione target, riguarda il principio di funzionamento del sistema di raffreddamento al quale sarà collegato il dissipatore di calore.

Esistono due tipologie di sistemi di raffreddamento: sistemi di raffreddamento del target a circuito aperto e sistemi di raffreddamento del target a circuito chiuso. Ognuno di essi porta con sé pregi e difetti, che vengono di seguito illustrati.

I sistemi di raffreddamento a circuito aperto si contraddistinguono per il contatto diretto fra il porta-target ed il fluido operativo refrigerante; essi seguono il seguente schema di base:

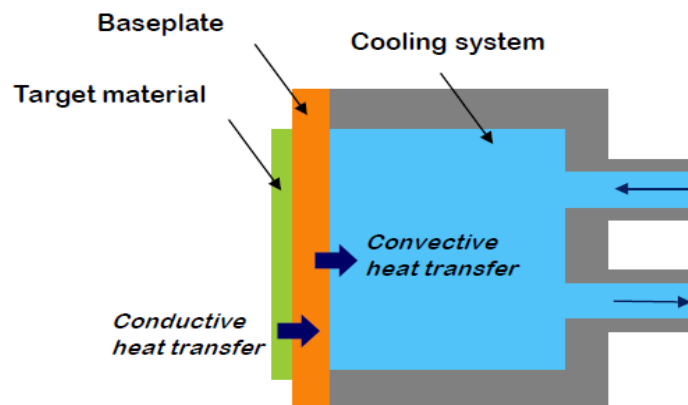


Figura 1.10: Schema di un sistema di raffreddamento diretto del target a circuito aperto.

Si può notare come il trasferimento di calore per convezione forzata avvenga direttamente all'interfaccia, ove la superficie inferiore del backing del target e il fluido sono a diretto contatto. Il flusso termico attraversa quindi lo strato sottile del materiale depositato ed il relativo backing del target (con relativa interfaccia fra i due materiali) per l'esistenza di un gradiente termico e, successivamente, viene dissipato dal fluido operativo. Dal punto di vista dell'efficienza dello scambio termico, questa soluzione è adeguata perché presenta il minor numero di resistenze termiche possibili: quella dovuta allo strato di materiale attivo depositato, del suo backing e quella dovuta all'interfaccia tra il backing ed il fluido refrigerante. Questa soluzione permette, quindi, di raggiungere i più elevati coefficienti di scambio termico complessivo. Dal punto di vista ingegneristico, invece, è necessario realizzare un sistema complesso, essendo necessario garantire la tenuta del liquido nella zona di contatto tra l'alloggiamento del target nella TS e l'innesto per l'acqua di raffreddamento dove esso viene inserito, al fine di chiudere il circuito. Il tallone d'Achille di questa soluzione risiede non tanto nella sua struttura intrinseca, ma nella particolare applicazione all'interno della quale viene utilizzata; ad ogni irraggiamento, infatti, il target (ed eventualmente il porta-target) devono essere rimossi dalla TS per essere sostituiti. Per farlo, il circuito di raffreddamento si deve aprire, dato che la superficie inferiore del backing del target costituisce la parte di chiusura del circuito stesso. Il problema è che il fluido refrigerante che scorre al suo interno, durante la fase di irraggiamento, è investito anch'esso dalla componente neutronica del campo misto di radiazioni, diventando a sua volta radioattivo. Aprendo il circuito durante la sostituzione del target, si corre il rischio di avere incidenti cosiddetti di tipo LOCA (Loss Of Coolant Accident) per perdita di liquido radioattivo, contaminando la TS e/o riversandosi nella sala bunker. Se così fosse, quest'ambiente dovrebbe

essere dunque mantenuto isolato per un lungo periodo di tempo, necessario affinché il livello di radioattività possa scendere, causando quindi un allungamento dei tempi di sperimentazione non proponibile. Tale problematica non può non essere tenuta in debita considerazione: *in primis* per i vincoli di radioprotezione del personale tecnico che dovranno svolgere le necessarie operazioni di manutenzione (ordinaria e straordinaria) all'interno dei bunker radiattivi, *in secundis* perché soste prolungate degli impianti non sono economicamente convenienti.

Per superare questo problema, si è pensato di ricorrere quindi a soluzioni di sistemi di raffreddamento a circuito sempre chiuso. Lo schema generale di un circuito di questo tipo è quello di seguito riportato:

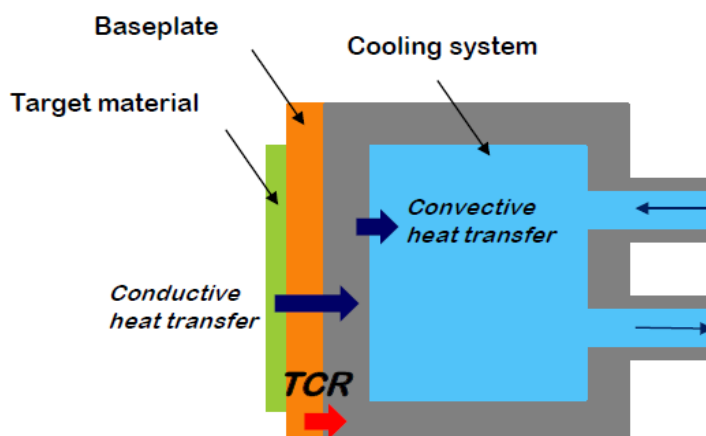


Figura 1.11: Schema semplificato di un sistema di raffreddamento diretto del target a circuito chiuso.

In Figura 1.11 si può notare come il fluido operativo non entri in contatto diretto con la superficie inferiore del baking del target, come nella soluzione proposta precedentemente, ma come sia presente, al contrario, un ulteriore strato intermedio costituito dalla parete del circuito stesso. Il flusso di calore deve quindi attraversare tre resistenze termiche dovute ai tre strati di materiale: (i) il materiale attivo, (ii) il backing del target e (iii) la parete dissipatore del sistema di raffreddamento. Inoltre, tre resistenze termiche d'interfaccia: una dovuta al contatto tra il materiale attivo ed il backing del target, una seconda fra il backing e la parete del dissipatore termico in contatto diretto, l'altra dovuta al contatto tra la superficie del dissipatore termico ed il fluido del circuito di raffreddamento. Questa soluzione quindi, rispetto alla precedente, introduce una resistenza termica aggiuntiva al passaggio del flusso di calore e dunque, inevitabilmente, garantirà un coefficiente di scambio termico inferiore e un minor smaltimento di calore.

Nel capitolo successivo, viene descritto il lavoro che è stato eseguito per valutare la resistenza termica di interfaccia tra piatto porta-target e parete del circuito di raffreddamento, grazie al quale è stato possibile rispondere al seguente quesito: sistemi di raffreddamento a circuito chiuso, seppur meno competitivi dal punto di vista prestazionale, ma più sicuri rispetto ai sistemi a circuito aperto, sono ugualmente in grado di smaltire la potenza termica prodotta durante un irraggiamento ad alta energia?

1.4.2 - RESISTENZA TERMICA DI INTERFACCIA

Il possibile (e non perfetto) contatto tra le superfici del dissipatore refrigerato e del backing del bersaglio, di fatto, rappresenta un'ulteriore e significativa resistenza al passaggio del flusso di calore tra target e fluido refrigerante; tale resistenza è chiamata resistenza termica di interfaccia o TCR (Thermal Conductive Resistance) e può essere stimata sperimentalmente.

All'interno dei Laboratori Nazionali di Legnaro, il gruppo LARAMED ha effettuato diversi esperimenti per la determinazione della resistenza termica di interfaccia. Per la sua misura, è stato progettato un apposito apparato sperimentale, la cui parte centrale è costituita da due provini a simmetria cilindrica a forma di "T" in sezione, realizzati in rame, che vengono accoppiati come esposto in Figura 1.12. Il flusso termico entra dalla superficie di testa del primo provino, scorre lungo il suo asse, attraversa la resistenza termica di interfaccia tra i due provini, scorre poi lungo l'asse del secondo provino, per uscire infine dalla superficie di testa del secondo provino, posta a contatto con il fluido refrigerante.

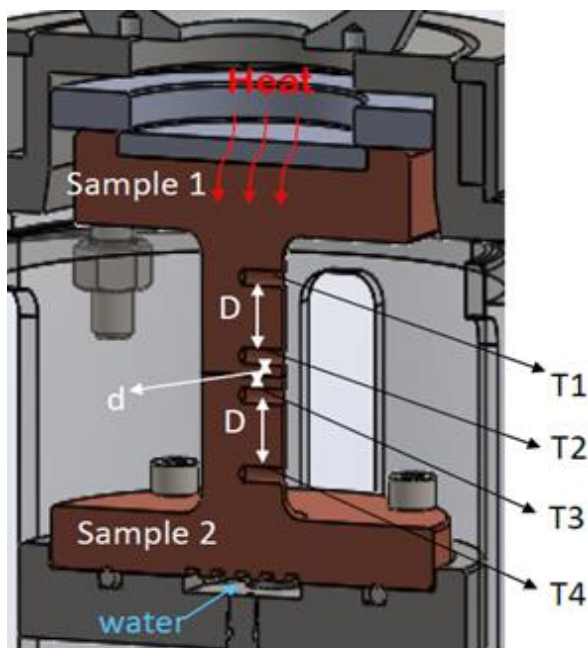


Figura 1.12: Vista in sezione dell'apparato utilizzato per la misura della resistenza termica di contatto all'interfaccia.

La scelta della forma dei provini è stata studiata accuratamente e si è optato per una configurazione finale di questo tipo, in maniera tale che nella zona di contatto tra le due superfici, situata nell'intermezzo del profilo a doppia T, le linee del flusso termico conduttivo risultino il più possibile parallele agli assi principali dei provini ed ortogonali alla superficie di contatto. In questo modo è possibile valutare al meglio la resistenza termica di interfaccia che ostacola il passaggio di linee di flusso di calore ben definite, continue e parallele fra loro. Misurando le temperature T_1 , T_2 , T_3 e T_4 lungo gli assi dei provini, nota la sezione geometrica ed il materiale degli stessi, è possibile valutare il flusso termico che fluisce lungo i provini e che è in grado di transitare da un provino all'altro.

Determinando le quantità di calore $\dot{Q}_1$ e $\dot{Q}_2$, rispettivamente del primo e del secondo provino:

$$\dot{Q}_1 = \frac{K A (T_1 - T_2)}{D}$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{K A (T_3 - T_4)}{D}$$

Determinando inoltre il calore dissipato per convezione forzata dal fluido refrigerante:

$$\dot{Q}_{diss,acqua} = \dot{m} c_p (T_{acqua,ingresso} - T_{acqua,uscita})$$

È possibile confrontare il valore del flusso termico $\dot{Q}_1$ che fluisce all'interno del primo provino, il valore del flusso termico $\dot{Q}_2$ che passa attraverso la resistenza termica di contatto e che fluisce nel secondo provino ed il valore del flusso termico $\dot{Q}_{diss,acqua}$ che viene dissipato per convezione forzata dal fluido di raffreddamento.

È stato dimostrato con prove sperimentali [8] che la resistenza termica di interfaccia tra i due provini dipende da:

- I materiali dei provini
- La rugosità superficiale dei provini
- La pressione di contatto tra i due provini
- Il livello di ossidazione dei provini.

Maggiorie è la conducibilità termica dei materiali utilizzati, minore la rugosità superficiale dei provini, maggiore è la pressione di contatto tra le superfici accostate e minore è il livello di ossidazione dei provini, minore sarà la resistenza termica all'interfaccia. Se ognuno di questi parametri venisse ottimizzato al massimo, il valore della resistenza termica di contatto tenderebbe a zero e, quindi, si ricadrebbe nel caso di un provino unico attraversato da un flusso termico continuo. Di conseguenza, a patto di predisporre correttamente queste quattro variabili, la soluzione con circuito di raffreddamento chiuso, dal punto di vista della resistenza termica di contatto, può essere una strada percorribile. Uno esteso studio sperimentale condotto ai LNL ha permesso di quantificare il valore della resistenza termica di contatto ed il suo valore è risultato attestarsi sui 10^{-5} K/W. Si può pensare, quindi, di poggiare il bersaglio su un'apposita sede del circuito di raffreddamento, a cui sarà collegato un opportuno dissipatore di calore, di minimizzare la resistenza termica di contatto tra il backing e la sede del circuito di raffreddamento e di smaltire quindi il calore prodotto durante l'irraggiamento.

1.5 - DISSIPATORI DI CALORE

Come descritto precedentemente, il problema dello smaltimento del calore dal target della stazione ad alta energia rappresenta una delle sfide di maggiore importanza nella progettazione ingegneristica.

Quando le potenze specifiche del fascio accelerato incidente sul bersaglio sono così elevate, ad esempio dell'ordine di 1 kW/cm^2 , una soluzione semplice, nella quale il fluido termovettore bagna direttamente una superficie liscia, non permette uno scambio termico ottimale per dissipare il calore prodotto. È necessario pertanto aumentare la potenza termica scambiata per convezione forzata con il fluido operativo. Gli strumenti atti a favorire questa operazione sono i dissipatori di calore.

Il loro funzionamento si basa sui comuni principi termodinamici, secondo cui, per aumentare la quantità di calore scambiata per convezione forzata, si agisce aumentando la superficie geometrica di scambio termico, aumentando la conducibilità dei materiali utilizzati e del fluido operativo, realizzando opportune geometrie del dissipatore, volte ad instaurare opportuni comportamenti fluidodinamici del fluido operativo, atti a favorire lo scambio termico. Nel caso in esame, tali scambiatori di calore vengono posti immediatamente al di sotto e a contatto con la superficie inferiore del backing del target e creati appositamente per essere attraversati dal fluido refrigerante.

Negli anni sono state testate varie tipologie di dissipatori di calore compatti, sia sperimentalmente, sia attraverso l'utilizzo delle simulazioni, che hanno permesso di progredire e migliorare lo scambio termico. L'obiettivo da perseguire è quello di verificare la capacità di smaltimento della potenza termica generata durante la reazione nucleare, mantenendo il target a temperature adeguate, di dissipatori di calore ad alta efficienza e dalle dimensioni compatte. Le comuni tipologie di scambiatori di calore a due fluidi, come

scambiatori di calore a fascio tubiero, scambiatori a piastre, ad alette non possono essere utilizzati perché lo scopo per cui essi sono utilizzati è diverso, ovvero quello di raffreddare o riscaldare un fluido mediante un altro. Il caso di analisi in questione, al contrario, si propone di raffreddare una porzione di materiale con un fluido operativo. La differenza di temperatura fra la parete del materiale e la temperatura media del fluido che la lambisce, le caratteristiche fisiche del fluido e la sua portata, permettono il trasferimento di calore dal bersaglio al liquido refrigerante e, quindi, lo smaltimento della potenza termica.

Note da specifica di progetto le dimensioni massime che deve avere il dissipatore di calore, limitate da molte variabili, in primis dalla dimensione del bersaglio alloggiato nella stazione target, nota la portata massima di fluido refrigerante (limitata dalla dimensione dei condotti e dalla velocità massima del fluido che scorre all'interno), per aumentare l'efficienza dello scambio termico è possibile dunque solo agire sulla geometria del dissipatore. Essa viene opportunamente realizzata in maniera tale che il fluido refrigerante attraversi il dissipatore e scambi con esso per convezione forzata il calore. I dissipatori attualmente in uso sono contraddistinti da geometrie semplici, realizzate con canali circolari ad asse rettilineo o con lamelle. Nel caso in esame sarebbero quindi dei canali circolari dal diametro ridotto, detti micro-canali, o delle lamelle dallo spessore molto fine. Dalla teoria, è noto che per aumentare il coefficiente di scambio termico convettivo si debba aumentare il numero di Reynolds, e quindi le caratteristiche di turbolenza del moto del fluido. Geometrie così semplici offrono indubbiamente dei vantaggi rispetto al caso standard in cui il fluido lambisce una superficie liscia, ma possono essere ulteriormente sviluppate per migliorare il contatto di interfaccia solido-liquido e quindi la dissipazione di potenza termica. Un problema affine a questo è possibile trovarlo nel campo dell'elettronica; questo settore necessita di smaltire calore con alta efficienza e contemporaneamente ha l'esigenza di utilizzare dimensioni geometriche molto ridotte. Per richieste di raffreddamento modeste, si utilizza tipicamente un raffreddamento per apparecchiature elettroniche a gas. Per applicazioni con elevate esigenze di potenze dissipate per unità di superficie, invece, il raffreddamento a liquido è di gran lunga più efficiente. I liquidi che vengono utilizzati per il raffreddamento delle apparecchiature elettroniche devono soddisfare numerosi requisiti, dipendenti dalla specifica applicazione; i più importanti sono l'elevata conducibilità termica per aumentare il coefficiente di scambio termico, l'elevato calore specifico per ridurre la portata massica di fluido refrigerante, la bassa viscosità per diminuire le perdite di carico, l'elevata tensione superficiale per limitare trafiletti di fluido, l'elevata rigidità dielettrica ed elevato punto di ebollizione; tali liquidi scorrono all'interno di appositi canali ricavati all'interno dei dissipatori di calore e delle piastre di raffreddamento.

Ad ogni sistema di raffreddamento è associata una rete di resistenze termiche, ognuna delle quali dipende dall'accoppiamento tra i materiali di ogni componente del sistema. In ordine, le resistenze termiche con cui il flusso di calore deve scontrarsi sono: quella dovuta all'interfaccia tra la giunzione dei componenti elettronici e il loro involucro di rivestimento, quella dovuta all'interfaccia tra l'involucro e il liquido ed infine quella dovuta all'interfaccia tra liquido e ambiente. Tali resistenze termiche R , in inglese dette thermal contact resistences (TCR), sono calcolabili come:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{\dot{q}}$$

In cui T_1 e T_2 sono le temperature dei due componenti che hanno l'interfaccia in comune, mentre $\dot{q}$ è il flusso termico specifico [W/m^2]. Analogamente al caso di studio, è di fondamentale importanza che tali resistenze siano il più basse possibile, in maniera tale da favorire il passaggio e dunque lo smaltimento del flusso termico generato.

Anche per il caso dello studio in esame, sono state affinate, progettate e realizzate delle configurazioni geometriche innovative per i dissipatori di calore. Le due grandi categorie di dissipatori di calore compatti ed innovativi che sono stati esaminati comprendono dissipatori con configurazione a griglia metallica e con

configurazione a micro-canali. Ogni categoria può avere diverse strutture, ognuna con i suoi vantaggi e svantaggi. L'obiettivo è quello di valutare per lo specifico caso della produzione di radioisotopi, l'efficienza di ciascuna, per capire se con esse sia possibile o meno smaltire una determinata quantità di potenza termica incidente.

1.5.1 - DISSIPATORI DI CALORE A GRIGLIA METALLICA

Oggi più che mai di grande interesse in numerosi settori industriali, le spugne (o griglie) metalliche possono essere utilizzate anche come dissipatori di calore, grazie alla loro struttura cellulare, che consente di avere a disposizione una grande superficie di interfaccia solido-liquido, utile per lo scambio termico, ed una bassa inerzia termica, che permette dei trasferimenti di calore più rapidi.

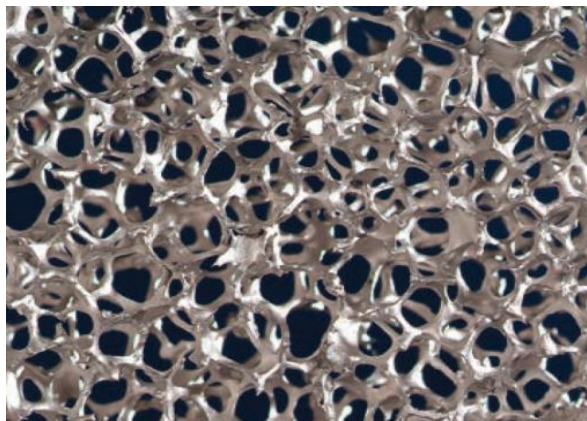


Figura 1.13: Schiuma metallica a celle aperte

In generale, una schiuma metallica a celle aperte è un materiale reticolato ad elevata porosità, costituito da filamenti interconnessi tra loro, con struttura schematizzabile come una sequenza di celle elementari ripetute nello spazio. La caratterizzazione delle schiume avviene sulla base di vari aspetti, che possono essere: la caratterizzazione meccanica, volta a definire durezza e comportamento a compressione, la caratterizzazione geometrica, che definisce la porosità, la morfologia e la regolarità, e la caratterizzazione di tipo metallurgico, atta a definire la microstruttura [9]. Le schiume a celle aperte, che sono utilizzate come dissipatori di calore, sono spesso realizzate in materiali altamente conduttivi, come rame e alluminio.

I metodi di produzione delle schiume più utilizzati dipendono dallo stato di partenza del metallo; ad esempio:

- In presenza di metallo liquido, una prima metodologia di produzione della schiuma è quella della schiumatura diretta del metallo liquido con di bolle di gas.
- In presenza di polveri, è possibile attuare una schiumatura da polveri compatte o la realizzazione della griglia attraverso la fusione delle polveri grazie ad un laser ad altissima potenza, con la tecnologia denominata Selective Laser Melting (SLM).

I parametri principali che caratterizzano una schiuma sono: la porosità, definita come il rapporto tra il volume di spazi vuoti e il volume totale, la superficie specifica, definita come il rapporto tra la superficie che descrive la fase solida e liquida e il volume totale, la dimensione media di cella e la dimensione media di poro.

Un aspetto importante che interessa l'applicazione delle schiume è l'analisi delle perdite di carico che esse introducono, una volta che vengono attraversate da fluidi in pressione, come nel caso dei dissipatori di calore. Per misurare tali perdite di carico, è sufficiente valutare la variazione di pressione del fluido tra ingresso ed uscita della schiuma. Schiume irregolari danno origine a perdite localizzate e continue elevate, anche se costanti all'interno della schiuma, schiume più regolari, invece, danno origine a perdite di carico minori,

costituite da una perdita di imbocco elevata rispetto a quelle lungo il percorso. In generale, schiume a celle aperte generano alte cadute di pressione, a causa dell'ampia miscelazione su micro-scala del fluido [10].

Procedendo con un'analisi più dettagliata, è noto che lo scambio termico avviene nelle regioni di contatto tra solido e liquido. In queste zone, il gradiente tra la temperatura del solido e del fluido diminuisce: la temperatura di parete si abbassa, avvicinandosi alla temperatura del fluido; la temperatura del fluido, al contrario, aumenta, fino a portarsi, nel caso ottimale, alla temperatura di parete. Più è ridotta questa differenza di temperature, più il fluido è in grado di asportare calore dal dissipatore e quindi più il dissipatore è efficiente.

Come favorire quindi l'efficienza? Il punto fondamentale è quello di garantire che il contatto tra il fluido e le pareti del dissipatore sia il più ottimale possibile, ovvero sia esteso su un'ampia superficie, sia prolungato ed avvenga nelle zone in cui le temperature sono più elevate. È necessario dunque evitare condotti ad asse rettilineo con grandi sezioni, in cui il fluido non ha né il tempo né il luogo per far avvenire un buon scambio termico; piuttosto, conviene optare per geometrie che offrano una grande superficie di parete a contatto con il fluido ed in grado di deviare più volte il fluido, favorendo così il contatto con le pareti a temperatura elevata; inoltre, sono altresì da evitare zone di ristagno, di ricircolo ed eccessive perdite di carico del fluido, causate da geometrie troppo irregolari, che porterebbero ad un rallentamento della corrente ed ad un calo della portata fluida, fondamentale per il raffreddamento. La geometria del dissipatore ed il comportamento fluidodinamico del fluido devono essere, dunque, ottimizzati per garantire le migliori prestazioni.

A seconda della geometria della griglia, la velocità di attraversamento del fluido all'interno della griglia varia; per questa ragione, a seconda della configurazione, si instaura una certa tipologia di moto del fluido, caratterizzata da un certo valore del parametro di Reynolds.

Le relazioni, invece, che permettono la formulazione del numero di Nusselt, necessario per la stima del coefficiente di scambio termico, sono correlazioni empiriche, che dipendono da caso a caso, e che sono solitamente ricavate sperimentalmente.

Nel caso in cui si voglia simulare il comportamento di una griglia come dissipatore di calore, data l'uniformità della struttura delle sue celle, si potrebbe pensare di effettuare i test di fluidodinamica computazionale su singole celle. Questa procedura va bene per stimare le cadute di pressione di una cella singola; infatti la caduta di pressione dipende solo dal campo delle velocità, che in una griglia si può ritenere pressoché uniforme; i micro-filamenti della schiuma fanno aumentare notevolmente l'intensità della turbolenza del flusso, che appiattisce il gradiente di velocità e rende lo strato limite molto sottile [11]. Per le analisi fluidodinamiche, invece, non esiste una regola generale per la semplificazione della geometria; data la difficoltà di stimare e definire opportune condizioni al contorno per il trasferimento del calore su una singola cella, in molti studi si opta per un'analisi completa.

1.5.2 – DISSIPATORI DI CALORE CON MICRO-CANALI

Un'altra soluzione proposta per sopperire al problema dello smaltimento di calore dal target con dissipatori di calore compatti e ad alta efficienza, è rappresentata dalla tipologia di dissipatori con micro-canali.

Un dissipatore a micro-canali è costituito da un sistema di piccoli canali, ricavati all'interno della struttura del dissipatore, che possono avere geometria standard o più complessa. Principalmente, l'idea alla base è quella di scalare la tecnologia di scambiatori di calore con canali raffreddati a liquido ad una dimensione microscopica. La difficoltà maggiore di questo passaggio risiede nel costruire scambiatori compatti, con materiali ad alta conducibilità termica e allo stesso tempo dalle geometrie complesse. Le tecnologie che possono essere utilizzate per realizzarli sono prettamente tecnologie di *additive manufacturing* (AM), come ad esempio la sinterizzazione diretta del metallo tramite laser. Grazie a queste tecniche è possibile realizzare dissipatori di calore con micro-canali come quelli rappresentati in Figura 1.14:

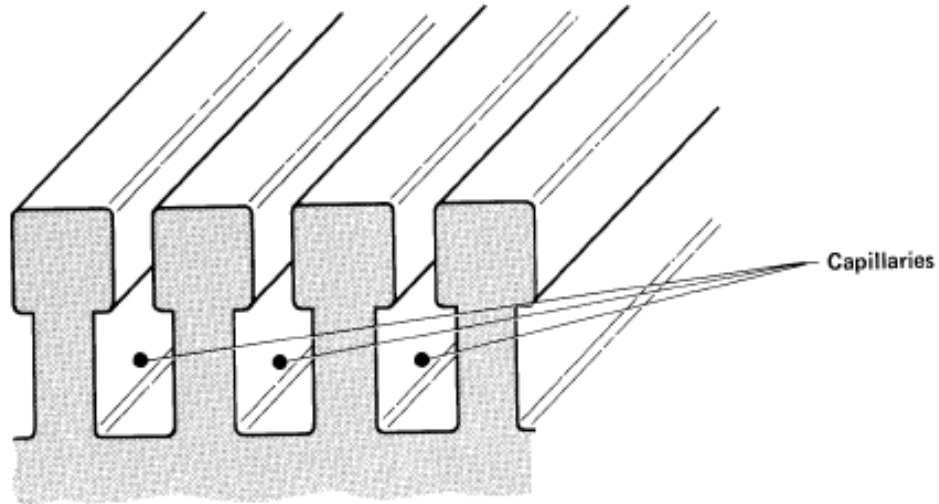


Figura 1.14: Canali di scorrimento per il fluido refrigerante ricavati sulla superficie del target.

Per aumentare lo scambio termico e quindi il trasferimento di calore dalla superficie da raffreddare al fluido, tradizionalmente si agisce aumentando la superficie di scambio termico e progettando geometrie che favoriscono moti turbolenti. Queste due considerazioni portano ad agire quindi sulla dimensione dei condotti e sul campo di moto del fluido: diminuendo il diametro dei canali e aumentando il loro numero, si aumenta l'interfaccia tra fluido e superficie da raffreddare e quindi l'area di scambio termico; aumentando la velocità del fluido e rendendo più complessa la geometria dei condotti, si aumenta il parametro di Reynolds e quindi la turbolenza del fluido. Non si può scendere troppo con la dimensione del diametro dei condotti a causa delle perdite di carico legate alla viscosità del fluido. Se il fluido occupa tutta la sezione di un canale di dimensioni molto ridotte, lo strato limite caratterizza tutta la sezione e di conseguenza le perdite aumentano e lo scambio termico peggiora.

L'esperienza mostra che è possibile calcolare la caduta di pressione attraverso la relazione:

$$\Delta P = 4f_{app} \left(\frac{L}{De} \right) \left(\frac{\rho_f \cdot v^2}{2g} \right)$$

In cui f_{app} è il fattore di attrito con le pareti, L è la lunghezza dei canale, ρ_f e v sono rispettivamente la densità e la velocità del fluido refrigerante, g è l'accelerazione di gravità, De è il diametro idraulico dei condotti [12]. I micro-canali tipicamente utilizzati nei dissipatori di calore con fluido monofase operano generalmente in regime turbolento, con diametri dei canali anche dell'ordine di qualche micrometro. In configurazioni come questa, la caduta di pressione tra ingresso e uscita è estremamente elevata, dato che dipende dalla quarta potenza del diametro. Per questo sono state studiate configurazioni a micro-canali avanzate: per aumentare le performance dello scambio termico sono state introdotte delle alette per aumentare la superficie di scambio, sono stati creati flussi primari e flussi secondari, è stata ottimizzata la lavorazione delle pareti dei condotti in modo da diminuirne la rugosità, è stata opportunamente progettata la geometria dei canali per creare dei moti turbolenti, come ad esempio moti di swirl, ecc. Nelle seguenti Figure 1.15 e 1.16 sono riportate due tipologie di scambiatori, il primo a micro-canali con sezione circolare ed il secondo con lamelle (dette anche alette o pinne).

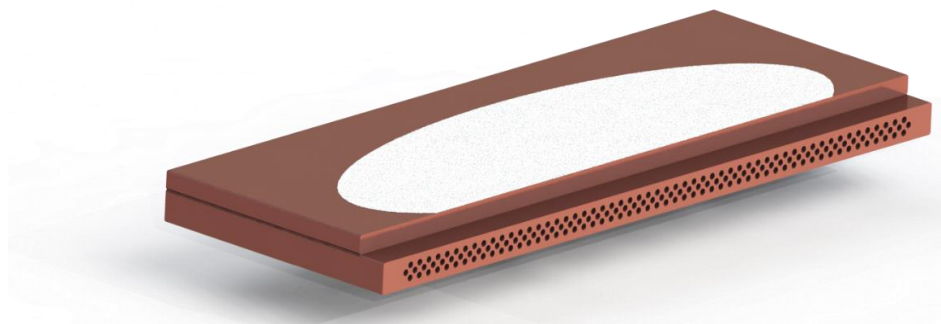


Figura 1.15: Sistema costituito dal target nella parte superiore e da un dissipatore di calore a micro-canali rettilinei nella parte inferiore.



Figura 1.16: Sistema costituito dal target nella parte superiore e da un dissipatore di calore a lamelle nella parte inferiore.

Oltre alle diverse caratteristiche geometriche del dissipatore, nei due esempi sopra-riportati è possibile notare anche l'accoppiamento del bersaglio irraggiato con il dissipatore di calore: esso viene posto a contatto con la superficie inferiore del porta-target e la trasmissione del calore avviene dapprima per conduzione termica dal backing del target allo scambiatore, attraverso la resistenza termica di interfaccia, e successivamente per convezione forzata tra dissipatore e fluido termovettore. Le soluzioni più avanzate ricorrono inoltre all'utilizzo di materiali superconduttivi, o comunque materiali che hanno una conducibilità termica molto elevata, maggiore di quella dei metalli tradizionali, come rame ed alluminio.

Studi recenti hanno dimostrato che il comportamento dei micro-canali è pressoché simile a quello dei canali convenzionali; in particolare, gli studiosi Lee, Liu e Garimella, nel loro articolo *Investigation of heat transfer in rectangular micro-channels* [13], pubblicato su Sciencedirect, hanno mostrato che le relazioni convenzionali offrono previsioni affidabili per flussi laminari in micro-canali di sezione rettangolare che hanno un diametro idraulico nell'intervallo 244-974 μm . In generale tuttavia, ciò non è sempre vero. Prima di predire determinate caratteristiche del moto fluido e trasferimenti di calore, è bene condurre in parallelo delle sperimentazioni, per capire le discrepanze che vi sono nello specifico caso reale rispetto alla letteratura e per ottenere utili informazioni pratiche sulla progettazione dei micro-canali stessi.

1.5.3 – DISSIPATORI DI CALORE TESTATI

Viste le enormi potenzialità degli scambiatori di calore a griglia metallica e con micro-canali e sulla base degli studi riportati nella letteratura, è stato deciso di verificare se questo tipo di soluzioni siano adatte a dissipare il calore prodotto durante l'irraggiamento dei bersagli all'interno della stazione target (TS) ad alta energia. Si è optato per testare sia la configurazione a griglia metallica sia quella con micro-canali, scegliendo queste soluzioni perché hanno dimostrato offrire maggiori vantaggi dal punto di vista dell'efficienza dello scambio termico, rispetto alle soluzioni tradizionali con micro-canali rettilinei o con le alette. Per la loro realizzazione,

è stata chiesta assistenza a due ditte esterne ai laboratori, esperte nel settore dello stampaggio additivo di materiali metallici: la SISMA S.p.a. di Piovene Rocchette (VI) e l'Officina dei materiali S.a.s. di Padova.

La struttura dei dissipatori di calore che sono stati da esse realizzati, al fine di testare la capacità di smaltimento di calore di differenti geometrie, può essere divisa in due parti principali; una parte superiore, assialsimmetrica e cilindrica, costituita da 2 sezioni di diversa altezza e diametro: la prima, di altezza 5 mm e di raggio 18 mm, viene colpita nella sua superficie superiore dal fascio di luce, la seconda, di altezza 1 mm e raggio 25 mm, necessaria per il posizionamento del dissipatore nell'apposito supporto. Vi è poi una parte inferiore, costituita da un parallelepipedo a base rettangolare, 19x18 mm e avente altezza 5.5 mm, contenente la vera e propria geometria dove avviene lo scambio: a griglia metallica o con i micro-canali ad asse elicoidale.

Tutti i provini, nella parte di parallelepipedo inferiore, hanno due superfici laterali rettangolari, aperte per l'ingresso e l'uscita del fluido, mentre le restanti due superfici laterali rettangolari e quella inferiore quadrata sono chiuse e non permettono il passaggio del fluido.

Inoltre, data l'esigua dimensione dei canali di scorrimento del fluido e le conseguenti elevate perdite di pressione da essa causate, si è deciso di ottimizzare la configurazione curvando le sezioni di imbocco e sbocco del dissipatore, dando loro un profilo concavo. Questa conformazione permette di ridurre le perdite di imbocco, concentrando il flusso fluido verso la parte centrale del dissipatore; analoga cosa è stata fatta per l'uscita, in maniera tale da rendere il prototipo simmetrico rispetto ad un asse e di poter quindi invertire ingresso ed uscita a piacimento durante la fase di montaggio del dissipatore in laboratorio.

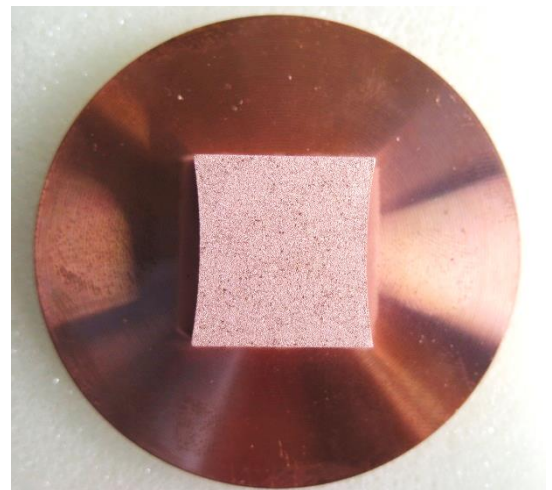
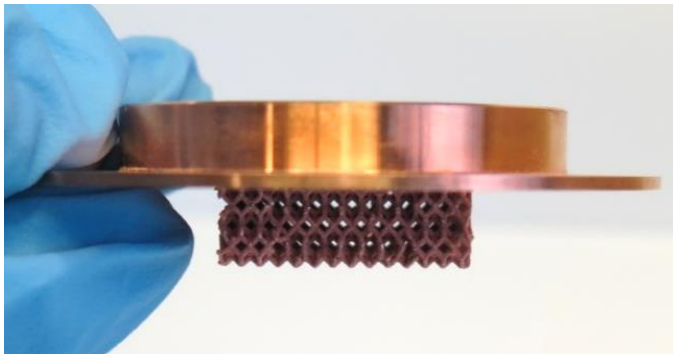


Figura 1.17: Esempio di un prototipo di dissipatore utilizzato.

Il materiale scelto per la loro realizzazione è il rame OFHC (Oxygen Free High Conductivity), una particolare tipologia di rame di alta qualità, prodotto in atmosfera inerte, priva di ossigeno e di gas. Questa soluzione porta ad una riduzione del contenuto di ossigeno all'interno del rame, arrivando a 10 ppm, e ad un incremento delle proprietà di conduzione termica misurabili tra lo 0.5% e il 3% rispetto al rame non lavorato di comune utilizzo, il rame TPC (Tough Pitch Copper). Tale aumento della conducibilità termica è il motivo per cui è stato scelto questo materiale, che permette di raggiungere valori di λ elevati pari a 400 W/mK, contro i 387.6 W/mK del rame di utilizzo comune. Maggiore infatti è la conducibilità termica del dissipatore, migliore sarà la sua capacità di smaltimento di calore.

La parte superiore dei provini è stata realizzata tramite una semplice operazione di tornitura a partire da un solido cilindrico; la tecnologia di produzione scelta invece per la realizzazione della geometria atta allo scambio termico (micro-canali elicoidali e griglia metallica) fa parte del campo della manifattura additiva, tecnologia che permette la realizzazione di oggetti tridimensionali abbinando libertà e velocità di produzione.

La specifica tecnologia utilizzata per produrli è il Selective Laser Melting (SLM), una metodologia di produzione additiva capace di ottenere un componente solido 3D a piena densità, partendo da sottili strati di polvere metallica, depositati successivamente l'uno sopra l'altro; ad ogni deposizione, un fascio laser focalizzato, movimentato da un sistema di scansione galvanometrico, fonde selettivamente la polvere dello strato, andando così a generare, sezione dopo sezione, il profilo completo della geometria del pezzo.

Con questa tecnologia è possibile produrre componenti finiti o prototipi dalle geometrie complesse, partendo da modelli CAD 3D; il procedimento stesso di stampa porta a costi di produzione che non dipendono più dalle particolari lavorazioni eseguite, come nella tecnologia meccanica classica, ma dalla quantità di materiale utilizzato e dai tempi di stampa. Considerando il fatto che i provini dissipatori realizzati hanno dimensioni geometriche comparabili e complessità geometrica elevata, il loro costo di produzione è simile e si attesta sul migliaio di euro. Dunque, qualora le loro performance fossero equivalenti, non si potrà sostenere la convenienza dell'uno rispetto all'altro in base al valore unitario. Studiate le migliori soluzioni di dissipatori di calore ad alta efficienza, scelto il materiale più adeguato e la relativa tecnologia per la sua lavorazione, sono state realizzate le seguenti tre diverse tipologie di dissipatore di calore:

1) Dissipatore di calore a griglia metallica regolare con micro-canali paralleli alla direzione del fluido.

Questo scambiatore, sfrutta le potenzialità di scambio termico di una griglia metallica regolare, realizzata con micro-canali paralleli, orientati lungo la direzione di ingresso del fluido refrigerante.

La dimensione media delle fibre della griglia è pari a 0.25 mm e la dimensione media dei micro-canali è pari a 0.3 mm. La struttura della griglia è stata realizzata intersecando solidi cilindrici aventi asse lungo le tre direzioni principali. Il fluido all'ingresso entra con direzione teorica ortogonale alla superficie di ingresso e prosegue lungo i micro-canali, anch'essi aventi asse ortogonale alle superfici di ingresso ed uscita del fluido.

Di seguito vengono proposte due immagini del dissipatore di calore a griglia metallica regolare con micro-canali dritti: la prima relativa ad una vista frontale, in cui è possibile notare la leggera concavità della superficie di ingresso del fluido; la seconda relativa ad una vista laterale.

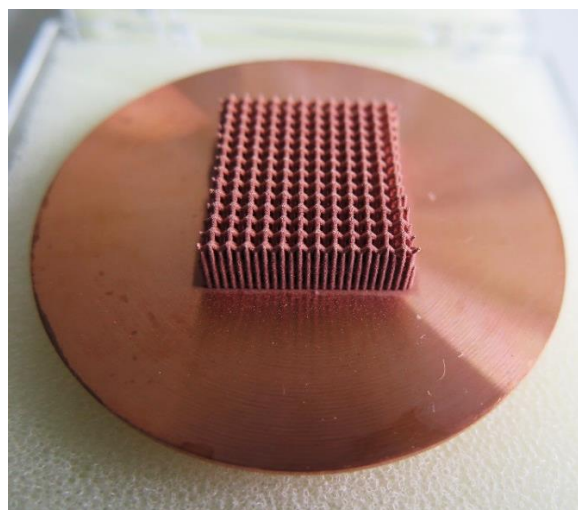
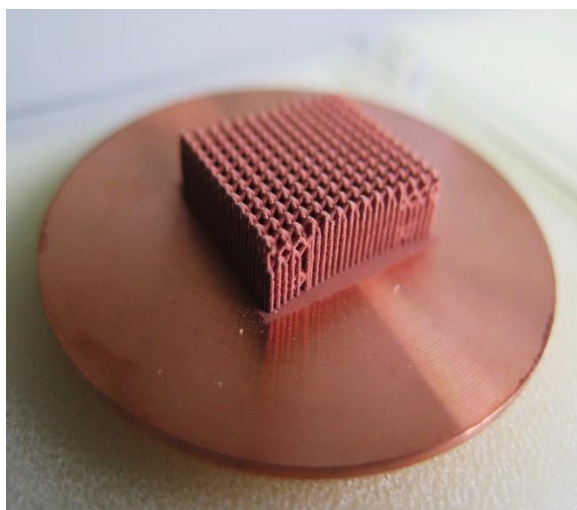


Figura 1.18: Prototipo di dissipatore di calore compatto a griglia metallica con micro-canali regolari dritti.

2) Dissipatore di calore a griglia metallica regolare con micro-canali inclinati di 25°.

Questa configurazione è molto simile alla precedente poiché si basa anch'essa sul principio della griglia metallica regolare a micro-canali dritti, con la differenza che tali micro-canali sono inclinati rispetto alla direzione di ingresso del fluido operativo con un angolo di 25°. Questa soluzione consente una completa deviazione della traiettoria del fluido, che è costretto quindi ad aumentare il suo tempo di permanenza all'interno dello scambiatore e lambire le superfici dello scambiatore in maniera più decisa. La velocità media di attraversamento del fluido diminuirà, ma il contatto tra fluido e pareti sarà più prolungato e decisamente più intenso in termini di pressione normale alla superficie.

Di seguito sono proposte due foto con la rappresentazione laterale e superiore del dissipatore.

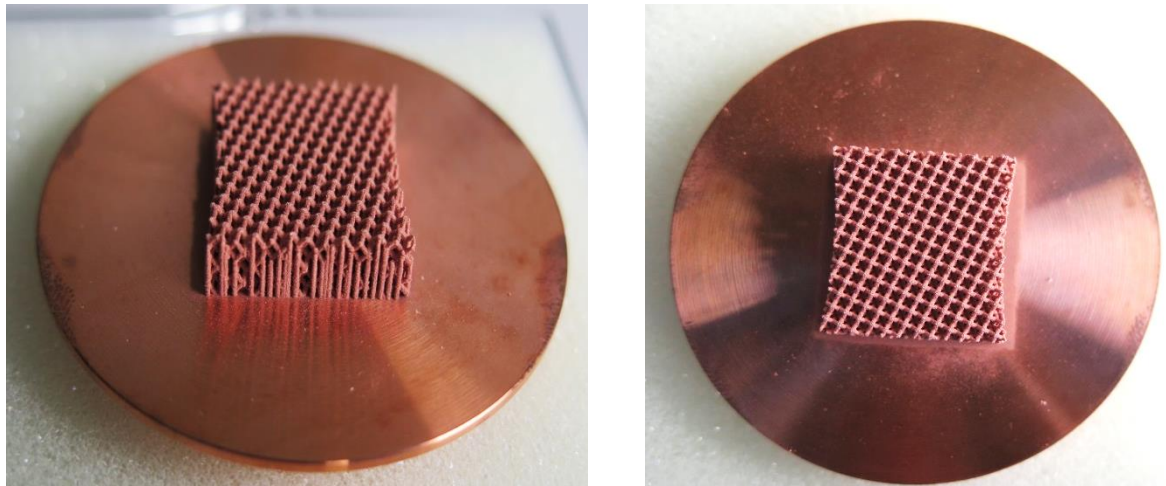


Figura 1.19: Prototipo di dissipatore di calore compatto a griglia metallica con canali inclinati di 25°

3) Dissipatore di calore con micro-canali ad asse elicoidale

Il dissipatore di calore con micro-canali elicoidali in esame è uno scambiatore di calore ad alta efficienza che si caratterizza per la presenza di due file condotti a sezione circolare quadripartita, che si sviluppano con asse elicoidale avente passo pari alla lunghezza del lato minore della sezione rettangolare. La sezione è quadripartita per aumentare il perimetro bagnato lambito dal fluido, e quindi la superficie di contatto con lo stesso.

L'asse elicoidale, in aggiunta, fornisce diversi vantaggi: nei condotti del livello superiore il profilo elicoidale porta il fluido caldo da zone a contatto con la sorgente termica verso zone più fredde e lontane da essa, nella parte inferiore, invece, sposta il fluido più freddo nella parte superiore, a contatto con la parte più calda vicino alla sorgente termica. Inoltre, il profilo elicoidale permette la nascita di moti di swirl che vanno ad accentuare la turbolenza del moto del fluido, favorendo l'aumento delle velocità locali, l'aumento del miscelamento del fluido e maggiori pressioni di contatto con le superfici.

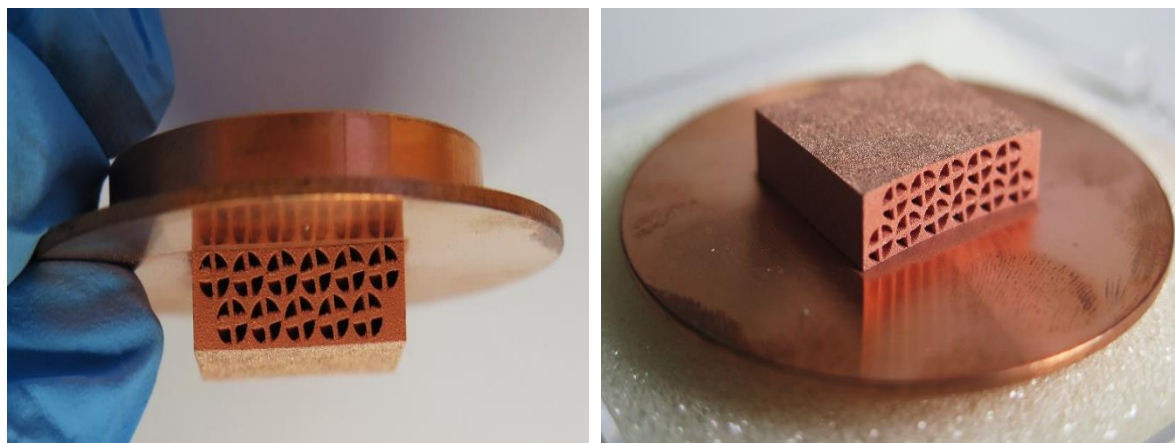


Figura 1.20: Prototipo di dissipatore di calore compatto con micro-canali ad asse elicoidale.

CONSIDERAZIONI PRELIMINARI SUI TRE PROVINI DISSIPATORI DA TESTARE

Confrontando a priori le tre tipologie non è semplice stabilire quale tra esse fornisca le prestazioni migliori. Innanzitutto, paragonando le due configurazioni a griglia metallica, una prima considerazione può essere fatta relativamente alla velocità di percorrenza del fluido all'interno del dissipatore. Più elevata essa risulta, più alto è il parametro di Reynolds, più alto è di conseguenza il numero di Nusselt e maggiore è il coefficiente di scambio termico. Da questo punto di vista, la soluzione a griglia metallica con micro-canali dritti può ritenersi migliore rispetto a quella a micro-canali inclinati.

Se invece si analizza la situazione da un punto di vista termico e si confrontano sempre le soluzioni a micro-canali dritti e inclinati, si potrebbe pensare che nella soluzione a griglia a micro-canali inclinati la temperatura media del fluido all'interno del dissipatore sia più elevata, a causa della minor velocità del fluido e della maggiore contatto dello stesso con le pareti del dissipatore. Se aumenta la temperatura media del fluido, la potenza assorbita dal fluido è maggiore e la sua viscosità dinamica diminuisce. Se essa diminuisce, lo spessore dello strato limite diminuisce e la velocità aumenta, e, dunque, anche il coefficiente di scambio termico aumenta.

Nella soluzione ad elica, invece, le velocità di scorrimento del fluido è ancora ancora maggiore, dato che le sezioni di passaggio del fluido sono minori; è però penalizzata la superficie di contatto e quindi di scambio termico tra le pareti calde ed il fluido refrigerante.

La geometria ad elica offre però due vantaggi rispetto alle configurazioni a griglia. La variazione dell'area della sezione di contatto fra la parte superiore dello scambiatore e la vera e propria geometria inferiore, ove avviene lo scambio termico, è molto meno brusca rispetto a quanto accade con le griglie, nelle quali l'area della sezione dei pin è veramente ridotta rispetto alla testa del dissipatore; le linee di flusso termico, quindi, nel passaggio da una sezione all'altra, incontrano una severa ostruzione. Al contrario, nel dissipatore con micro-canali elicoidali, la parte adibita allo scambio termico presenta una continuità strutturale con la parte superiore del dissipatore e permette un miglior passaggio delle linee di flusso termico, favorendo quindi il deflusso di calore dalla zona più calda verso la zona fredda. Inoltre la geometria stessa dei condotti ad asse elicoidale trasporta il fluido dalla parte superiore calda a quella inferiore fredda e viceversa, favorendo così ulteriormente lo scambio termico convettivo.

Considerando queste semplici stime, non è facile stabilire a priori quale sia la soluzione migliore, per questo test sperimentali e verifiche di tipo computazionale mediante simulazioni sono essenziali per verificare le capacità e l'efficienza di ciascuna configurazione di dissipatore in esame.

CAPITOLO II – TEORIA DELLA TERMO-FLUIDODINAMICA

Questo capitolo illustra i fondamenti della teoria della termodinamica [14] e della fluidodinamica [15], che stanno alla base dei principi della trasmissione del calore e del moto dei fluidi, e che vengono successivamente combinati ed applicati allo studio dei dissipatori di calore.

2.1 – TRASMISSIONE DEL CALORE IN REGIME STAZIONARIO

Il calore è una forma di energia che si manifesta nel passaggio da un corpo ad un altro, quando fra i due vi è una differenza di temperatura. Le leggi che governano la trasmissione del calore si basano sui principi fondamentali della termodinamica.

PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

Il primo principio della termodinamica afferma che “l’energia non può essere né creata né distrutta, ma solo cambiare forma”.

In principio, è necessario fare una distinzione tra sistemi chiusi e sistemi aperti:

- Un sistema chiuso è un sistema costituito da una determinata quantità di materia ed è caratterizzato dal fatto che non permette passaggio di altra materia; per questo è chiamato anche sistema senza deflusso.
- Un sistema aperto è una regione dello spazio delimitata da un contorno, detto superficie di controllo, che prevede il passaggio almeno parziale di materia attraverso tale contorno.

Il primo principio per un sistema chiuso fornisce la seguente relazione per la quantità di calore Q_{12} , valutata in [J/kg] :

$$Q_{12} = L_{12} + (u_2 - u_1) + g(z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

In cui:

- L_{12} è il lavoro utile scambiato tra la sezione 1 e 2. ($L_{12} = \int_1^2 \rho \, dv$ solo se il processo è reversibile).
- u è una funzione di stato detta energia interna del sistema.
- g è l’accelerazione di gravità.
- z_1 e z_2 sono le altezze dei baricentri delle sezioni 1 e 2 rispetto a un piano di riferimento.
- w_1 e w_2 sono rispettivamente le velocità del fluido nelle sezioni 1 e 2.

Il primo principio per un sistema aperto fornisce la seguente relazione per la quantità di calore Q_{12} , valutata in [J/kg] :

$$Q_{12} = L'_{12} + (h_2 - h_1) + g(z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

In cui:

- L'_{12} è il lavoro utile scambiato tra la sezione 1 e 2. ($L'_{12} = - \int_1^2 \rho \, dv$ solo se il processo è reversibile).
- $h = u + pv$ è una funzione di stato detta entalpia.
- g è l’accelerazione di gravità.
- z_1 e z_2 sono le altezze dei baricentri delle sezioni di ingresso e di uscita rispetto a un piano di riferimento.

- w_1 e w_2 sono rispettivamente le velocità del fluido nelle sezioni di ingresso e di uscita.

L'espressione del primo principio per sistemi con deflusso può essere scritta in termini di potenza, riferita cioè non all'unità di massa, ma alla massa $\dot{m}$ che fluisce nell'unità di tempo, come segue:

$$\dot{Q}_{12} = P_{12} + \dot{m} (h_2 - h_1) + \dot{m} g(z_2 - z_1) + \dot{m} \left(\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right)$$

SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

Il secondo principio della termodinamica è il principio della degradazione dell'energia e fissa la non equivalenza delle varie forme di energia ai fini di ottenere il lavoro meccanico. I suoi enunciati sono vari, ma il significato di ognuno è equivalente: “è impossibile costruire una macchina operante secondo un processo ciclico, il cui unico effetto sia il trasferimento di calore da un corpo a temperatura più bassa ad uno a temperatura più elevata”.

Per trasformare il calore in lavoro il secondo principio postula l'esistenza di due sorgenti: dato un sistema S che opera ciclicamente, esso riceve un calore Q_1 da una sorgente a temperatura T_1 , trasforma parte di questo calore in lavoro L e cede la parte rimanente Q_2 ad una sorgente a temperatura T_2 . Il rendimento del ciclo è espresso da:

$$\eta = \frac{|L|}{|Q_1|} = \frac{|Q_1| - |Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|}$$

TRASMISSIONE DEL CALORE

Per lo studio dei dissipatori di calore, si separano i diversi contributi relativi allo smaltimento del calore e li si analizza singolarmente, per comprendere l'effetto che ciascuno di essi ha sul target.

Il primo punto da analizzare riguarda lo smaltimento del calore per conduzione termica. Considerando il trasferimento di calore per conduzione lungo una dimensione, noto dall'equazione di Fourier, si ha che esso dipende dal coefficiente di conducibilità termica del materiale target e del backing, dalla sezione geometrica di passaggio del flusso di calore, dalla differenza fra la temperatura massima e quella minima del dissipatore e dalla loro distanza. La geometria degli elementi è fissata; per aumentare lo smaltimento di calore dissipato per convezione, è dunque conveniente aumentare la conducibilità termica del materiale, riducendo in questo modo il divario fra la temperatura massima e quella minima. Data l'esigua dimensione dello spessore del target (≈ 1 mm) e dato che proprio esso è l'elemento sottoposto alle temperature maggiori, il solo smaltimento di calore per conduzione termica non è sufficiente.

La seconda modalità per lo smaltimento della potenza termica incidente durante l'irraggiamento è il trasferimento di calore per convezione termica. Esso può avvenire in modo naturale od in condizioni forzate, utilizzando un fluido refrigerante (ad esempio acqua). Impostando opportunamente la portata, la temperatura del fluido operativo, la geometria del porta target e dei condotti del circuito di raffreddamento, è possibile dissipare elevate quantità di calore. Infine, vi è la parte di calore dissipata per irraggiamento: essa, tipicamente, non è significativa se il materiale che irraggia non raggiunge temperature superiori a 500 °C. I target in esame non raggiungono queste temperature, perché non sono sostenibili dal materiale stesso di cui il target è costituito. Dunque, la dissipazione di calore per irraggiamento non fornisce un contributo significativo nello smaltimento della potenza termica generata durante la fase di irraggiamento.

La maggior parte delle volte queste tre modalità di trasmissione del calore sono concomitanti, ma tipicamente una può prevalere sulle altre due. Nei paragrafi successivi vengono analizzate con maggior dettaglio le tre modalità di trasmissione del calore.

2.1.1 - TRASMISSIONE DI CALORE: CONDUZIONE TERMICA

Viene di seguito descritto un classico esempio di trasmissione di calore per conduzione attraverso uno strato piano di materiale.

In principio si consideri uno strato di materiale di spessore l , compreso fra due piani $X=0$ e $X=l$, sui quali sono imposte le temperature $t = t_1$ e $t = t_2$. Lo strato sia esteso tra i due piani fino all'infinito, in modo da poter considerare la dimensione l molto molto minore delle altre due.

Applicando l'equazione di Poisson (definita in coordinate cartesiane) per problemi di conduzione termica in regime stazionario, si ha che:

$$\frac{dt^2}{dx^2} + \frac{dt^2}{dy^2} + \frac{dt^2}{dz^2} + \frac{H^2}{\lambda^2} = 0$$

Dove:

- $\frac{dt^2}{dx^2}, \frac{dt^2}{dy^2}, \frac{dt^2}{dz^2}$ rappresentano la variazione di temperatura lungo le direzioni x, y e z rispettivamente.
- $\frac{H^2}{\lambda^2}$ rappresenta la produzione di calore generata dallo strato stesso.

Si suppone inoltre che non vi sia generazione di calore prodotta dallo strato, per cui l'equazione di Poisson si riduce all'equazione di Laplace, secondo la quale:

$$\frac{dt^2}{dx^2} + \frac{dt^2}{dy^2} + \frac{dt^2}{dz^2} = 0$$

Poiché nel caso in esame è di interesse analizzare il gradiente di temperatura lungo l'asse x , ovvero all'interno dello spessore dello strato, l'equazione di Laplace si riduce a:

$$\frac{dt^2}{dx^2} = 0$$

L'integrale definito fornisce come risultato: $t = C_1x + C_2$

Imponendo le condizioni al contorno: $t(x=0) = t_1$ e $t(x=l) = t_2$, si ottiene:

$$t = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{l} x$$

La temperatura varia linearmente nello spessore dello strato. Le linee che simulano il flusso di calore tra le due superfici risultano tanto più ortogonali alle superfici quanto più è accentuata la differenza di temperatura tra le stesse. Questo accade poiché stiamo considerando uno slab infinitamente esteso e molto sottile; se, al contrario, le temperature delle superfici non fossero molto vicine, ma comunque con una maggiore dell'altra, le linee di flusso termico non tenderebbero a fluire ortogonalmente tra le due superfici, ma piuttosto ad allargarsi e a diffondersi nello spessore dello strato; il calore, di conseguenza, tenderebbe a diffondersi nello strato ed ad aumentare la temperatura media del corpo stesso.

In queste condizioni, la quantità di calore, espressa in Joule, che passa attraverso lo strato di sezione A , di materiale con conducibilità termica λ , di profondità x , nell'intervallo di tempo $\Delta\tau$, è pari a:

$$Q = \frac{\lambda A}{l} (t_1 - t_2) \Delta \tau$$

e in termini di flusso termico, espresso in Watt, è pari a:

$$\dot{Q} = \frac{Q}{\Delta \tau} = \frac{\lambda A}{l} (t_1 - t_2)$$

Applicando questa teoria al dissipatore di calore in esame, si ha che il flusso di calore monodimensionale che fluisce lungo l'asse del dissipatore, per la legge di Fourier, vale:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda A_{sc} (T_1 - T_2)}{d}$$

dove:

- λ rappresenta la conduttività termica del rame OFHC pari a 400 [W/mK].
- A_{sc} rappresenta la sezione media del cilindro attraversata dalle linee di flusso termico, misurata in [m²].
- T_1 rappresenta la temperatura del dissipatore misurata 1 mm sotto la superficie colpita dallo spot luminoso, misurata in [K].
- T_2 rappresenta la temperatura del dissipatore misurata 3 mm sotto il punto di rilevamento di T_1 , misurata in [K].
- d rappresenta la distanza tra i punti di rilevamento delle temperature T_1 e T_2 e vale 3 mm.

2.1.2 - TRASMISSIONE DI CALORE: CONVEZIONE NATURALE

Il fenomeno della trasmissione di calore per convezione naturale è causato da moti presenti nella massa fluida per effetto di squilibri di forze causati dal processo stesso di trasmissione termica. Affinché ciò avvenga, sono necessarie la presenza di un campo di forze di volume e la dipendenza dalla temperatura della densità del fluido. Nei casi più semplici le forze di volume sono le forze di gravità, in presenza di sistemi rotanti, invece, vanno anche considerate le forze di origine inerziale centrifughe e di Coriolis.

Come per la convezione forzata, si sviluppano presso la superficie gli strati limite dinamico e termico, nei quali le velocità e le temperature variano dai valori in corrispondenza delle pareti ($w=0$ e $t=t_p$), ai valori dove il fluido è indisturbato ($w=w_\infty$ e $t=t_\infty$).

Questi strati limite aumentano in spessore nel senso del moto e in modo più generoso di quelli che si realizzano nella convezione forzata. Questo è dovuto al fatto che il campo di velocità è assai più moderato.

Tipicamente, dato un corpo con superficie di scambio A_{sc} a temperatura T_1 ed immerso in un ambiente a temperatura minore e pari T_2 , il flusso di calore che si trasmette per convezione naturale dal corpo 1 all'ambiente è pari a:

$$\dot{Q} = \alpha_n A_{sc} (T_1 - T_2)$$

dove α_n è il coefficiente di convezione naturale, che non è tanto una proprietà del fluido, quanto delle condizioni di deflusso che caratterizzano, nel caso in esame, l'ambiente, nel caso generale il fluido.

In particolare, riferendosi al caso di studio in esame, tale componente è pressoché trascurabile: difatti, il dissipatore di calore è isolato dall'ambiente esterno tramite un sistema di coibentazione in teflon. Inoltre, le prove sono state effettuate con temperatura ambientale esterna pari alla temperatura del fluido refrigerante, in maniera tale da limitare il più possibile gli scambi di calore con l'esterno.

Certamente essi sono comunque presenti poiché, sia il sistema isolante assorbe una parte del calore del dissipatore e la rilascia in ambiente, sia perché il collimatore, posto nelle vicinanze del dissipatore, scambia

anch'esso calore con l'ambiente, ma si ritiene che nel confronto fra i vari dissipatori questi scambi siano minimi e comunque uguali per i vari dissipatori, così da non inficiare sulla comparazione tra le prestazioni degli stessi.

2.1.3 - TRASMISSIONE DI CALORE: CONVEZIONE FORZATA

La convezione termica è un meccanismo di trasmissione di calore che avviene tra due sistemi a temperature diverse, posti in contatto tra loro, a patto che almeno uno dei due sia un fluido e che lo scambio termico avvenga all'interfaccia tra essi; è inoltre necessario che il fluido sia in moto relativo rispetto alla superficie del corpo solido. Lo scambio termico risultante avviene a livello molecolare, partendo dal primo strato a contatto con la superficie e trasmettendosi successivamente agli altri. La convezione può essere naturale o forzata; ci si riferisce a questo secondo caso quando il fluido operativo è mosso da un agente esterno (ad es. una pompa) ed è quindi in pressione.

Questo fenomeno è influenzato sia dalle proprietà termiche del fluido come conduttività termica, calore specifico, temperature di parete e fluido, sia dalle grandezze relative al campo di moto, come densità e viscosità del fluido, distribuzione delle pressioni, delle velocità e caratteristiche della parete. Le proprietà fisiche del fluido, infatti, condizionano direttamente la dinamica del moto fluido perché dipendono dalla temperatura: il problema termico e fluidodinamico devono essere affrontati, quindi, simultaneamente.

Il flusso termico convettivo in convezione forzata si esprime come:

$$\dot{Q} = \alpha_f A_{sc} (T_p - T_f)$$

Dove:

- $\dot{Q}$ rappresenta il flusso termico scambiato in convezione forzata tra il dissipatore e il fluido e viene misurato in [W] .
- α_f rappresenta il coefficiente di convezione termica in [W/m²K].
- A_{sc} rappresenta l'area della superficie del corpo a contatto con il fluido.
- T_p e T_f sono rispettivamente la temperatura della parete dello scambiatore a contatto con il fluido e la temperatura di bulk del fluido, intesa come temperatura media tra ingresso ed uscita.

Poiché α è funzione del diametro idraulico del condotto D_H , delle condizioni fluidodinamiche del fluido riassunte dalla velocità media $\bar{w}$, dalla densità ρ , dalla viscosità dinamica μ , dalla conducibilità termica λ e dal calore specifico c_p , il teorema di Buckingham assicura, che con queste grandezze, si possono costruire serie complete di prodotti adimensionali in numero ridotto rispetto alle variabili del fenomeno. Si possono così ottenere i prodotti adimensionali, chiamati:

- Numero di Nusselt, parametro che esprime il rapporto tra il flusso di calore scambiato per convezione e il flusso di calore scambiato per conduzione e pari a:

$$Nu = \frac{\alpha D_H}{\lambda}$$

- Numero di Reynolds, parametro che esprime il rapporto fra le forze di inerzia e le forze viscosi, pari a:

$$Re = \frac{\bar{w} d \rho}{\mu}$$

- Numero di Prandtl, parametro che esprime il rapporto tra la diffusività cinematica e la diffusività termica per un fluido viscoso e pari a:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$$

In particolare, si può legare il numero di Nusselt al numero di Reynolds e Prandtl, secondo la relazione:

$$Nu = F(Re, Pr)$$

Dall'esperienza si ricava il legame empirico F, che si può approssimare con espressioni del tipo:

$$Nu = C Re^m Pr^n$$

dove C, m, n, sono costanti che si ricavano dall'elaborazione dei dati sperimentali; ad esempio, per fluidi in condotti con pareti lisce e con moto completamente sviluppato in regime turbolento, vale la ben nota relazione di Dittus- Boelter:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^m$$

$$m = 0.4 \text{ per riscaldamento}$$

$$m = 0.3 \text{ per raffreddamento}$$

$$Re > 10^4$$

$$0.7 < Pr < 100$$

$$\frac{l}{d} > 60$$

Dunque, note le proprietà iniziali del fluido operativo, nota la portata e le caratteristiche geometriche dei condotti, si calcolano dapprima i parametri dimensionali di Reynolds e Prandtl, si procede poi con il calcolo del numero di Nusselt tramite una legge empirica che rappresenta il sistema in esame ed infine si calcola il coefficiente di scambio termico convettivo in condizione forzata.

2.1.4 - TRASMISSIONE DI CALORE: RADIAZIONE TERMICA

Tutti i corpi materiali, dai solidi ai gas, emettono energia sotto forma di radiazioni elettromagnetiche e sono anche in grado di assorbirla. Lo scambio termico per radiazione è molto intenso ad alta temperatura, poiché l'energia irradiata da un corpo è funzione della quarta potenza della temperatura. Per calcolarlo, si ricorre alla formulazione di Stefan-Boltzmann, secondo cui la quantità di calore trasmessa dall'irraggiamento Q_{rad} , da un corpo a temperatura T_1 ad un altro a temperatura T_2 , è proporzionale alla quarta potenza della temperatura, secondo la legge:

$$\dot{Q}_{rad} = A \beta \sigma (T_1 - T_2)^4$$

Dove σ è la costante di Stefan-Boltzmann e vale $5.67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2\text{K}^{-4}\text{]}$, A è l'area della superficie radiante, T_1 è la temperatura del corpo più caldo e T_2 quella del corpo più freddo, β è l'indice di emissività del corpo. Inoltre, anche la geometria del corpo radiante influenza la quantità di calore irraggiata, e viene valutata con un fattore di forma F, specifico per la particolare configurazione geometrica utilizzata.

Ad esempio, per un corpo con una superficie irraggiata di 3 cm^2 ed emissività pari a 0.5, è possibile stimare che il calore irraggiato per temperature inferiori a $500 \text{ }^\circ\text{C}$ è trascurabile, perché dell'ordine del decimo di Watt.

2.2 – FLUIDODINAMICA

In questa sezione vengono introdotti diversi concetti di particolare importanza nello studio del moto dei fluidi, a partire dalle leggi di conservazione, passando per la descrizione delle caratteristiche dei moti fluido-dinamici, fino alla risoluzione delle equazioni del moto.

2.2.1 – INTRODUZIONE E CONCETTI DI BASE

Le equazioni che governano il problema fluidodinamico sono le equazioni di conservazione: vale infatti l'ipotesi del continuo, secondo cui in un sistema fisico macroscopico la lunghezza caratteristica e la scala temporale sono superiori rispetto a quelle della struttura molecolare della materia.

Per studiare la dinamica dei corpi solidi si utilizzano le leggi di conservazione, che possono essere derivate considerando una data quantità di materia e le sue proprietà estensive. Per i flussi fluidi, invece, è difficile seguire una singola particella di materia. Per questo motivo risulta conveniente trattare il flusso che attraversa una certa regione dello spazio, chiamata volume di controllo (CV), secondo il metodo di analisi definito *approccio del volume di controllo*. La legge di conservazione di una proprietà estensiva lega il tasso di variazione di questa proprietà in un certo volume agli effetti determinati dalle condizioni esterne; per la massa, che non è creata e né distrutta nei flussi di interesse, l'equazione di conservazione è la seguente:

$$\frac{dm}{dt} = 0$$

Per il momento, l'equazione di conservazione è rappresentata dalla legge di Newton:

$$\frac{d(mv)}{dt} = \sum f$$

Le variabili fondamentali sono quelle intensive, cioè quelle che sono indipendenti dall'ammontare di materia considerata, come ad esempio la densità e la velocità. Se ϕ è una proprietà intensiva, la corrispondente proprietà estensiva può essere espressa come:

$$\Phi = \int_{\Omega_{CM}} \rho \phi d\Omega$$

Dove Ω è il volume occupato dalla massa controllata (CM). Utilizzando questa definizione, la parte sinistra di ogni equazione di conservazione per un volume di controllo può essere scritta come segue, secondo il teorema del trasporto di Reynolds:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega_{CM}} \rho \phi d\Omega = \frac{d}{dt} \int_{\Omega_{CV}} \rho \phi d\Omega + \frac{d}{dt} \int_{S_{CV}} \rho \phi (\bar{v} - \bar{v}_b) \cdot \bar{n} dS$$

Dove Ω è il volume di controllo, S è la superficie del volume di controllo, $\bar{n}$ è il versore ortogonale uscente dalle superfici del CV, $\bar{v}$ è la velocità del fluido e $\bar{v}_b$ è la velocità con la quale la superficie del volume di controllo si sta muovendo. Questa equazione considera la variazione della proprietà entro il volume di controllo e, in aggiunta, i flussi attraverso le pareti del volume di controllo. L'ultimo termine è di solito denominato flusso convettivo di ϕ attraverso il volume di controllo; se il volume di controllo si muove in maniera tale che le sue pareti coincidono con le pareti della massa controllata, allora $\bar{v} = \bar{v}_b$ e questo termine risulta nullo.

EQUAZIONE DI CONSERVAZIONE DELLA MASSA

La formulazione integrale dell'equazione di conservazione della massa deriva direttamente dall'equazione del volume di controllo, imponendo $\phi=1$:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho d\Omega + \int_S \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dS$$

Applicando il teorema della divergenza di Gauss al termine convettivo, possiamo trasformare l'integrale di superficie in un integrale di volume. Se consideriamo un volume di controllo infinitesimamente piccolo, allora questo porta a una forma in coordinate differenziali dell'equazione di continuità:

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

Scegliendo un opportuno sistema di riferimento (cartesiano, cilindrico, sferico, ecc.), questa formulazione può essere trasformata in una forma più specifica; di seguito, viene riportata nella forma cartesiana:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0$$

In meccanica dei fluidi, l'equazione che esprime la conservazione della massa per un volume di controllo è chiamata *equazione di continuità*, in particolare la quantità di massa in [kg/s] o portata di massa che attraversa una data superficie nell'unità di tempo è pari a:

$$Q_m = \int_A \rho \mathbf{v} dA$$

EQUAZIONE DI CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA

Il primo principio della termodinamica è noto anche come principio di conservazione dell'energia e rappresenta la base delle relazioni tra le diverse forme di energia e le loro interazioni.

La conservazione dell'energia è valida se la quantità totale di energia ceduta o ricevuta dal sistema è uguale alla variazione di energia posseduta dal sistema. In generale, l'energia si può trasferire sotto forma di calore o di lavoro e, facendo riferimento ad un volume di controllo, va considerata anche l'energia della massa che ne attraversa il contorno, come già descritto nel paragrafo precedente.

EQUAZIONE DI CONSERVAZIONE DELLA QUANTITÀ DI MOTO

Il principio di conservazione della quantità di moto afferma: se la risultante delle forze che agiscono su un sistema è nulla, l'accelerazione del sistema è nulla e quindi anche la variazione della quantità di moto. Esistono diverse modalità per la derivazione dell'equazione di conservazione della quantità di moto; tra queste, una delle più comuni è quella di utilizzare il volume di controllo. Le forze che agiscono sul fluido contenuto nel volume di controllo sono di due tipologie: forze di superficie (pressioni, tensioni normali e tangenziali, tensioni superficiali, ecc.) e forze sul volume (forza di gravità, centrifughe, di Coriolis, elettromagnetiche, ecc.).

Globalmente, denominato ϕ_n lo sforzo sull'elemento infinitesimo con normale alla superficie $\mathbf{n}$, la risultante delle forze $\mathbf{F}$ che agiscono su un volume di controllo U , delimitato dalla superficie A , può essere formulata come:

$$F = \int_U \rho \mathbf{g} dU + \int_A \boldsymbol{\phi}_n dA$$

Il primo integrale rappresenta la risultante delle forze di massa, mentre il secondo la risultante delle forze di superficie. Applicando la seconda legge di Newton, il teorema di trasporto di Reynolds, ed esplicitando la risultante delle forze agenti sul volume di controllo, si ottiene l'equazione della quantità di moto per un volume di controllo:

$$\int_U \rho \mathbf{g} dU + \int_A \boldsymbol{\phi}_n dA - \frac{d}{dt} \int_U \rho \mathbf{v} dU - \int_A \rho \mathbf{v} (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA = 0$$

Essa è un'equazione vettoriale, che permette di calcolare le azioni dinamiche di un fluido che entra in contatto con altri corpi, come ad esempio tubazioni o elementi di macchine; essa è costituita da quattro membri: i primi due sono stati precedentemente descritti, il terzo e quarto integrale, invece, esprimono rispettivamente la variazione nell'unità di tempo della quantità di moto e il flusso totale di quantità di moto attraverso la superficie di controllo. Questo, solitamente, è espresso come la differenza fra un flusso entrante ed uno uscente dal sistema.

2.2.1.1 - CORRENTI IN PRESSIONE ALL'INTERNO DI CONDOTTI

Nella pratica ingegneristica è molto comune il passaggio di fluidi in pressione all'interno di tubazioni e canali. Il loro moto può avere caratteristiche specifiche, che variano a seconda del regime di moto con cui il fluido transita.

La prima tipologia di comportamento fluidodinamico è il regime laminare, caratterizzato da una distribuzione del campo di velocità uniforme e invariato in tutte le sezioni di attraversamento; tale moto è composto da traiettorie delle linee di corrente parallele e regolari. Il regime turbolento, al contrario, si caratterizza per la presenza di continue fluttuazioni della velocità, in intensità e direzione, e dalla presenza di traiettorie molto irregolari, come indicato in Figura 2.1.

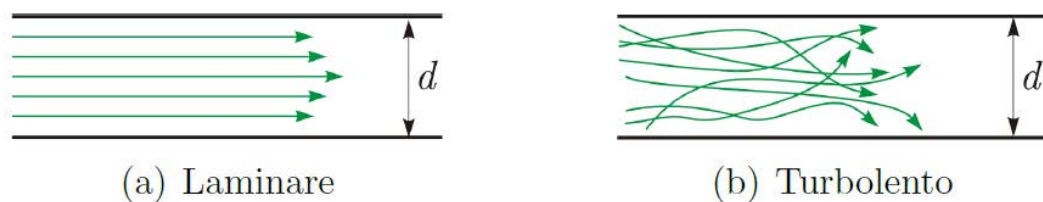


Figura 2.1: Rappresentazione delle linee di flusso di corrente per un campo di moto laminare (a) e turbolento (b).

Il parametro che consente la caratterizzazione di uno specifico regime di moto è il parametro adimensionale di Reynolds. Per regimi laminari esso è minore di 2300, per regimi di moto turbolento è maggiore di 4000, mentre nell'intervallo intermedio il moto si definisce transitorio.

La zona del campo di moto del fluido di maggiore interesse è quella nelle vicinanze della parete, chiamata *strato limite*, nel quale predominano gli effetti degli sforzi tangenziali viscosi, funzioni della densità del fluido e delle componenti di agitazione assiali e radiali. Per regimi di moto turbolento, tali sforzi sono detti sforzi di Reynolds e vengono descritti da vari modelli di turbolenza in funzione dei gradienti delle velocità medie delle varie regioni. In prossimità delle pareti, i vortici turbolenti perdono di intensità, poiché le componenti tangenziali delle velocità sono nulle; ne consegue che il profilo di velocità presenta elevati gradienti nel sottile strato adiacente alla parete, mentre nella regione centrale il profilo rimane piuttosto piatto, a causa dell'irregolarità e del mancato sviluppo delle traiettorie delle linee di corrente; al contrario, il profilo di velocità

per regimi di moto laminare si sviluppa e assume un andamento parabolico, con velocità massima in corrispondenza del centro della regione e minima sulle pareti, come mostrato nella seguente Figura 2.2:

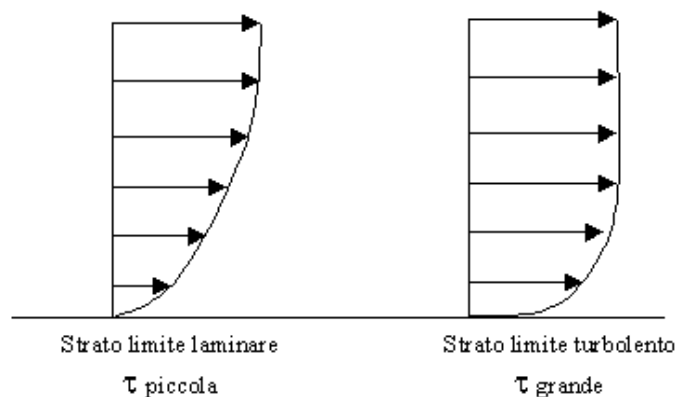


Figura 2.2: Rappresentazione grafica del profilo di velocità in corrispondenza dello strato limite, nel caso laminare e turbolento.

Il profilo di velocità dello strato limite turbolento può essere suddiviso in quattro regioni, a seconda della distanza dalla parete considerata. Procedendo dalla parete, il primo strato è il più sottile ed è chiamato *substrato viscoso* (o *laminare*), in cui predominano gli effetti viscosi e le tensioni tangenziali maggiori, e in cui il profilo di velocità ha andamento pressoché lineare con traiettorie regolari. Il secondo strato è detto *strato buffer*; in esso predominano ancora effetti viscosi, accompagnati dalla presenza di effetti turbolenti significativi. Procedendo verso l'interno del condotto, si trova lo *strato di transizione*, in cui aumentano i fenomeni di natura turbolenta, ma non sono ancora dominanti. Infine, vi è lo *strato turbolento*, che occupa tutta la zona centrale, all'interno del quale gli effetti turbolenti sono preponderanti rispetto a quelli viscosi.

Quantificando in dimensione l'estensione degli strati, si può affermare che lo strato viscoso ricopra solamente l'1% del diametro della tubazione, mentre è lo strato turbolento che occupa gran parte della regione di moto. Seppur di piccole dimensioni, lo strato viscoso gioca un ruolo fondamentale nel determinare le caratteristiche del moto: considerando che in questo strato sottilissimo la velocità varia da zero ad un valore quasi uguale a quello della regione centrale, è proprio al suo interno che si manifestano gli sforzi tangenziali viscosi. Essi possono essere espressi dalla seguente formulazione:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}$$

in cui μ è la viscosità dinamica e $\frac{dv}{dy}$ è la velocità di un punto del fluido posto a distanza y dalla parete. Si dimostra che lo spessore del substrato viscoso è direttamente proporzionale alla viscosità cinematica ed inversamente proporzionale alla velocità media della corrente.

Nel caso di fluidi utilizzati per effettuare trasferimenti di calore, si possono effettuare molte considerazioni. Esaminando, ad esempio, uno scambiatore di calore, si ha che la temperatura del liquido refrigerante che scorre all'interno di un condotto tende ad aumentare a causa dell'asportazione di calore che il liquido stesso sta compiendo; la viscosità cinematica del liquido diminuisce con l'aumento della temperatura; si riduce quindi lo spessore dello strato limite, nelle vicinanze delle pareti la velocità media del liquido tenderà ad aumentare e di conseguenza migliorerà lo scambio termico.

In generale, per i fluidi, la viscosità è funzione sia della temperatura sia della pressione. Nei gas, questo vale per la viscosità dinamica ma non per quella cinematica, poiché la densità di un gas è proporzionale alla sua pressione.

Per i liquidi, invece, le variazioni sia della viscosità dinamica che di quella cinematica in funzione della temperatura sono praticamente trascurabili. La viscosità, infatti, è generata dalle forze di coesione che sono instaurate tra le molecole; all'aumentare della temperatura, la viscosità diminuisce perché le molecole

acquistano più energia e possono opporsi in modo migliore alle forze di interazione e di coesione intramolecolari. Si ha quindi un moto più scorrevole tra le particelle, che possono muoversi più liberamente e acquisire maggiore velocità, favorendo lo scambio termico. Nella seguente Figura 2.3 viene riportato l'andamento della viscosità dinamica dell'acqua in funzione della sua temperatura:

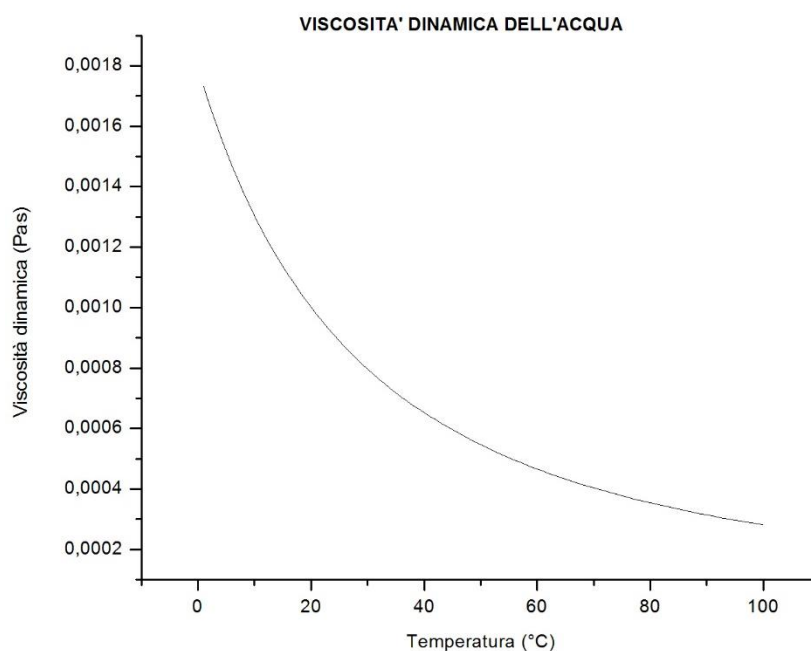


Figura 2.3: Grafico della viscosità dinamica in funzione della temperatura.

Nel caso dei gas la situazione è opposta: l'aumento di temperatura causa un aumento di pressione significativo, che porta ad una maggiore collisione tra le particelle per unità di tempo e quindi ad una maggiore resistenza al moto. Anche la scabrezza del condotto gioca un ruolo fondamentale. Essa è legata al processo tecnologico con cui il condotto è stato realizzato; minore è la rugosità superficiale del condotto, minore sarà il coefficiente di resistenza al moto del fluido. In generale in un moto turbolento l'indice di resistenza λ dipende dal numero di Reynolds e dalla scabrezza relativa ε/D , dove ε è una lunghezza rappresentativa della scabrezza e D il diametro della tubazione; esso fu elaborato da Colebrook nel 1939 secondo la seguente formula:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3.71 D} \right)$$

Successivamente i risultati sperimentali vennero riassunti in forma grafica nel 1944 con l'abaco di Moody. Inoltre, è necessario tenere in considerazione le perdite continue e localizzate dovute alla presenza lungo la tubazione di singolarità, quali curve, gomiti, raccordi, imbocchi, convergenti, ecc. Le perdite localizzate sono normalmente espresse in funzione dell'altezza cinetica tramite un coefficiente di perdita K , funzione del tipo di ostruzione, e sono esprimibili per ciascun elemento come:

$$\Delta H = K \frac{v^2}{2g}$$

Le perdite continue, invece, sono funzione della velocità e della densità del fluido, della lunghezza del condotto, inversamente proporzionali al suo diametro e funzione dal fattore di attrito ξ , che caratterizza la tubazione. Esse sono espresse secondo la relazione:

$$\Delta H = \xi \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

2.2.1.2 - EQUAZIONI INDEFINITE DEL MOTO DEI FLUIDI

Considerare un volume di controllo è sufficiente nei casi in cui si sia interessati alle caratteristiche globali del moto, come portata entrante o uscente, temperatura media, ecc. del volume stesso.

Nel caso in cui, invece, si voglia analizzare l'intero dominio del moto, è necessario eseguire un'analisi differenziale, nella quale le equazioni del moto dei fluidi sono applicate ad ogni punto dello spazio del volume di controllo. In questa situazione le equazioni di conservazione diventano un insieme di equazioni alle derivate parziali, valide in qualunque punto del campo di moto; una volta risolte, esse forniscono una conoscenza dettagliata del problema perché sono noti i valori puntuali; da essi, poi, si possono calcolare per integrazione tutte le altre grandezze globali.

Per problemi generali di moti tridimensionali di fluidi incomprimibili, per ogni punto dello spazio vi sono 4 incognite (rappresentate dalle tre componenti delle velocità e dalla pressione), legate da quattro equazioni (equazione di conservazione della massa e 3 equazioni della seconda legge di Newton vettoriale); le incognite sono presenti in ciascuna equazione, si dice quindi che il sistema è accoppiato e pertanto le equazioni differenziali devono essere risolte contemporaneamente. La loro soluzione è possibile grazie ai metodi di integrazione numerica, che necessitano di opportune condizioni al contorno, relative a tutte le variabili. Tali condizioni al contorno interessano le caratteristiche del fluido, il suo moto e la geometria del condotto.

Di seguito vengono descritte le equazioni indefinite che caratterizzano il moto di un fluido.

- 1) L'equazione che esprime in forma indefinita (valida quindi in qualunque punto del dominio del moto) la legge di conservazione della massa è meglio nota come equazione di continuità, ed è espressa dalla seguente relazione:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0$$

in cui ρ è la densità espressa in kg/m^3 e $\mathbf{v}$ è il vettore velocità, in m/s .

Se il fluido è incomprimibile, la densità non varia nel tempo e nello spazio e l'equazione si riduce a:

$$\nabla \cdot (\rho) = 0$$

Si nota che l'equazione di continuità in questa condizione è indipendente dal tempo, per cui è valida istante per istante, anche in condizioni di moto vario. Perciò, una variazione di velocità del fluido in un determinato punto dello spazio comporta una contemporanea variazione nella restante parte del campo.

- 2) Per quanto riguarda l'equazione della quantità di moto, la sua espressione nella forma indefinita è nota come equazione di Cauchy ed è definita come segue:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v}) = \rho \mathbf{g} + \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}_{ij}$$

in cui ρ è la densità espressa in kg/m^3 , $\mathbf{v}$ è il vettore velocità, in m/s e $\boldsymbol{\sigma}_{ij}$ è il tensore degli sforzi contenente nove componenti, sei delle quali indipendenti.

Quindi, date queste 4 equazioni indefinite, il totale delle incognite risulta essere pari a 10. Esse sono: la densità ρ , le tre componenti della velocità v_x , v_y e v_z , e le sei incognite del tensore degli sforzi σ_{xx} , σ_{xy} , σ_{xz} , σ_{yy} , σ_{yz} e σ_{zz} .

Il problema del moto è, perciò, incognito.

Prendendo in considerazione solo fluidi newtoniani, per i quali il tensore degli sforzi tangenziali è direttamente proporzionale al tensore delle velocità di deformazione angolare, e fluidi incomprimibili, si sostituisce all'equazione di Cauchy il tensore degli sforzi per fluidi in movimento, che è così definito:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} -p & 0 & 0 \\ 0 & -p & 0 \\ 0 & 0 & -p \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 2\mu \frac{\partial v_x}{\partial x} & \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) & \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial v_y}{\partial y} & \mu \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) & \mu \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) & 2\mu \frac{\partial v_z}{\partial z} \end{pmatrix}$$

in cui p è il modulo degli sforzi normali di compressione, $\vec{v}$ è il vettore velocità nelle sue componenti x , y , e z , e σ_{ij} è il tensore degli sforzi e μ è la viscosità dinamica del fluido.

Dopo opportune semplificazioni, si ottengono tre equazioni scalari:

$$\rho \frac{dv_x}{dt} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 v_x$$

$$\rho \frac{dv_y}{dt} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v_y$$

$$\rho \frac{dv_z}{dt} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 v_z$$

che risultano equivalenti all'equazione vettoriale:

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v}$$

Questa equazione è conosciuta come l'equazione di Navier-Stokes per un fluido viscoso incomprimibile. Essa è un'equazione alle derivate parziali del secondo ordine che, associata all'equazione di continuità, costituisce un sistema di equazioni in quattro incognite, in genere risolubile per via numerica.

Nella teoria è sempre possibile ricavare una soluzione per via analitica, nella pratica questo è possibile per casistiche molto semplici; nei casi più complessi, invece, si ricorre a soluzioni approssimate.

2.2.1.3 - SOLUZIONI APPROSSIMATE DELL'EQUAZIONE DI NAVIER-STOKES

Il problema più comune da risolvere nei casi ingegneristici consiste nella determinazione del campo di pressione e di velocità, nota la geometria e le condizioni al contorno. Per fluidi incomprimibili, si può affermare che il campo di velocità non dipende dal valore effettivo della pressione, ma solo dalle differenze di pressione; nell'equazioni di Navier si nota bene, infatti, come compaia il gradiente della pressione e non la pressione stessa. Per questo, è possibile determinare il campo delle pressioni solo a meno di una costante, ricavabile solamente imponendo una condizione al contorno sulla pressione. Fondamentale è dunque l'imposizione di corrette condizioni al contorno, a prescindere da quali esse siano; la più utilizzata è la condizione di aderenza, per la quale un fluido a contatto con una parete solida in quiete assume, in corrispondenza della stessa, velocità nulla. Altri tipi di condizioni al contorno sono relative alle condizioni iniziali, alla presenza di superfici libere,

in cui la pressione relativa è nulla così come pure lo sforzo tangenziale, alla presenza di imbocchi, sbocchi, di simmetrie, ecc.

Rimane comunque il fatto che, per la maggior parte dei problemi di meccanica dei fluidi, le equazioni del moto non possono essere risolte analiticamente. L'unica strada che si può percorrere è quella di introdurre delle ulteriori semplificazioni, che portano a delle soluzioni effettivamente approssimate. Sono esatte, invece, le soluzioni che sono ottenute a partire dall'equazione di Navier-Stokes completa in tutti i suoi termini.

Se da un lato quindi introdurre delle approssimazioni rende un problema più semplice da affrontare e da risolvere, dall'altro però può portare a delle inesattezze, specialmente se tali approssimazioni non sono corrette e non caratterizzano al meglio il problema. Nella stragrande maggioranza delle situazioni, infatti, ognuna delle semplificazioni può essere valida o meno all'interno di singole regioni del campo di moto.

Alcuni esempi di approssimazioni che comunemente vengono utilizzate sono:

- L'ipotesi di moto non viscoso, nel quale le forze viscosi sono trascurabili rispetto alle forze di pressione o alle forze di inerzia. Le equazioni di Navier-Stokes si semplificano, perdendo l'ultimo addendo a secondo membro e assumendo una nuova denominazione: *equazioni di Eulero*, così formulate in forma vettoriale:

$$\rho \left[\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right] = \rho \mathbf{g} - \nabla p$$

Questa equazione è valida nelle regioni di moto in cui il numero di Reynolds è elevato e le forze viscosi sono trascurabili rispetto alle altre, ovvero lontano dalle pareti.

- L'ipotesi di moto irrotazionale, secondo cui le particelle del fluido si muovono senza ruotare (vorticità nulla). In linea di massima le zone in cui è possibile attuare questa approssimazione sono le stesse zone di moto non viscoso, cioè quelle lontano da pareti o da scie. Introducendo questa ipotesi nelle equazioni di Navier-Stokes, esse si semplificano nell'equazione di Eulero.
- L'ipotesi di strato limite. Essa si propone di colmare l'abisso tra l'equazione di Navier-Stokes e l'equazione di Eulero: eliminando il termine viscoso, non viene però più rispettata la condizione di aderenza alla parete, necessaria per tutti i casi di moto fluido confinato all'interno di condotti. L'idea di Prandtl fu quella di suddividere il campo di moto in due regioni: la prima, lontana dalle pareti, caratterizzata da moti non viscosi e irrotazionali, governata dalle equazioni di continuità e di Eulero per le velocità e dall'equazione di Bernoulli per la pressione, la seconda, invece, adiacente alle pareti, contraddistinta da forze viscosi e dalla rotazionalità delle particelle.

Oggigiorno, non è più necessario attuare questa suddivisione, poiché software avanzati sono in grado di risolvere numericamente l'equazione di Navier-Stokes, anche per geometrie molto complesse.

2.2.2 – FLUIDODINAMICA COMPUTAZIONALE

La progettazione e la verifica dei sistemi che coinvolgono fluidi in moto può essere effettuata ricorrendo alla sperimentazione fisica e alla simulazione con modelli matematici. Queste due tecniche possono essere utilizzate insieme: ad esempio, per via sperimentale è possibile determinare le grandezze globali e successivamente, una volta che è stata validata la simulazione, grazie ad essa si possono acquisire anche i valori delle grandezze locali. Questa procedura consente grandi risparmi di tempo e di costi, ed è per questo motivo che questa metodologia è oggi così largamente diffusa.

2.2.2.1 - INTRODUZIONE ALLA FLUIDODINAMICA COMPUTAZIONALE

La fluidodinamica computazionale, abbreviata con il termine CFD dall'inglese *Computational Fluid Dynamics*, rappresenta uno dei più comuni ed utilizzati strumenti di calcolo per la risoluzione di problemi fluidodinamici di natura ingegneristica. Grazie alla maggiore disponibilità di codici *open source* e all'incremento delle potenze di calcolo, negli ultimi anni l'utilizzo di questa risorsa si è diffuso notevolmente, soprattutto per i vantaggi che comporta in termini di ottimizzazione e, dunque, di risparmio economico. Tramite la CFD, infatti, è possibile compiere studi approfonditi di differenti nature, valutando molteplici soluzioni, virtualmente, senza dover realizzare e testare prototipi.

L'apparente semplicità di utilizzo dei software di calcolo fluidodinamici non deve tuttavia trarre in inganno: i risultati che forniscono le simulazioni devono essere esaminati scrupolosamente, poiché essi dipendono fortemente da numerosi parametri che, se impostati in maniera non corretta, portano a soluzioni errate. Per tale ragione è bene comprendere accuratamente le modalità con cui devono essere effettuate le simulazioni, a partire dal processo di generazione nodale della mesh, passando per l'applicazione di opportune condizioni al contorno ed, infine, verificando la congruenza dei risultati conseguiti.

SEMPLIFICAZIONE DEI MODELLI MATEMATICI

Le equazioni di conservazione di massa e momento sono più complesse di come esse appaiono. Esse sono non lineari, sono accoppiate e difficili da risolvere. Se da un lato l'esperienza mostra che le equazioni di Navier-Stokes descrivono accuratamente il flusso di un fluido newtoniano, è anche vero che con gli attuali strumenti di calcolo, non è ancora possibile affermare con certezza che esista un'unica soluzione, date certe condizioni al contorno. Solo per un piccolo numero di casi, con geometria semplice, è possibile arrivare alle soluzioni analitiche delle equazioni di Navier-Stokes. Per tutti gli altri casi, alcuni termini devono essere trascurati e/o semplificati per poter giungere a delle soluzioni analitiche. Contemporaneamente è necessario effettuare delle semplificazioni del modello, per diminuire lo sforzo di calcolo computazionale. Queste semplificazioni però introducono degli errori, che vanno tenuti in considerazione una volta nota la soluzione.

Alcune di queste semplificazioni, grazie alle quali le equazioni del moto possono essere ridotte, si possono attuare quando, ad esempio, vi sia la presenza di un fluido incomprimibile, di un fluido non viscoso, di un fluido irrotazionale, di un creeping (Stokes) flow; inoltre, esistono approssimazioni per fluidi accompagnati da trasferimento di calore (Boussinesq approximation), per caratterizzare in modo migliore lo strato limite (Boundary layer approximation), per definire flussi complessi con turbolenza, multifase, ecc.

Dal punto di vista matematico, è necessario caratterizzare il tipo di flusso: le equazioni differenziali parziali di secondo ordine, non lineari, a due variabili indipendenti possono essere suddivise in 3 tipologie differenti, iperboliche, paraboliche ed ellittiche, ed il metodo numerico che le risolve deve rispettare le proprietà delle stesse.

Le equazioni di Navier-Stokes sono invece equazioni non lineari di secondo ordine a quattro variabili indipendenti; di conseguenza i metodi sopra descritti non sono direttamente applicabili ad esse, ma vanno adattati, prestando particolare attenzione.

APPROCCIO AI PROBLEMI DI FLUIDODINAMICA

Come osservato precedente, sono pochi i problemi fluidodinamici, descritti da equazioni differenziali parziali, caratterizzati da soluzioni esatte. Questi però permettono di comprendere meglio le dinamiche dei flussi, anche se non possono essere utilizzati direttamente per i casi più complessi di studio ingegneristico. Nei casi generali si sceglie di effettuare delle semplificazioni, nello specifico si opta per una o più serie di approssimazioni, fornendo quasi sempre degli input iniziali al problema analizzato. Se non è possibile ottenere questi input

analiticamente, le misure sperimentali possono fornire un contributo importante, grazie a modelli in scala che riproducono il problema. Tuttavia, per i flussi più complessi, come, ad esempio, quelli attorno ad un profilo alare, tipicamente si richiedono le specifiche di numerosi parametri critici, impossibili da ottenere sperimentalmente, o comunque, qualora possibile, poco accurati. Questo perché, con gli esperimenti, è possibile ottenere valori perlopiù globali dei parametri caratteristici. I requisiti odierni, sempre più stringenti e specifici, richiedono la conoscenza di parametri non sempre direttamente misurabili. Per questo motivo trovare un'alternativa ragionevole è essenziale.

In questo progetto di tesi si vuole implementare un modello tramite un tool di simulazione che sia affidabile ed in grado di riprodurre quella che è la realtà fisica che caratterizza il problema. Fin dai primi anni '50 sono stati sviluppati dei metodi per la risoluzione delle equazioni differenziali parziali; oggi, i nuovi calcolatori, grazie alle elevate capacità di storage, sono in grado di immagazzinare enormi quantità di dati e di compiere migliaia di operazioni al secondo, grazie alle memorie di accesso casuale (RAM) da centinaia di Gb. Grazie a questi strumenti, è stato possibile il continuo sviluppo della fluidodinamica computazionale (CFD), che permette oggi di analizzare le più variegate situazioni fluidodinamiche, di risolvere le equazioni che descrivono flussi fluidi e fenomeni ad essi associati, addirittura con più modelli diversi, ciascuno adatto ad una specifica circostanza. La metodologia adottata per giungere ad una soluzione numerica, seppur approssimata, è quella basata sul *metodo di discretizzazione*, che approssima le equazioni differenziali ad un sistema di equazioni algebriche, risolvibile da un calcolatore. Queste approssimazioni sono applicate a piccoli domini nello spazio e nel tempo, così che le soluzioni approssimate si possono riferire a posizioni discrete dello spazio e del tempo. Tanto più accurata è la discretizzazione dello spazio, tanto più accurati saranno i risultati, proprio così come avviene durante un'esperienza di laboratorio, in cui all'aumentare della precisione degli strumenti di misura, aumenta la qualità della misura stessa. In particolare, esistono metodi capaci di risolvere le equazioni del moto del fluido in due o tre dimensioni. Questi suscitano grande interesse nel mondo contemporaneo, specialmente nel mondo dell'alta tecnologia ingegneristica, a causa delle complesse geometrie che si vogliono analizzare. In questi ambiti, gli studi di fluidodinamica computazionale sono essenziali ai fini dell'ottimizzazione, perché permettono un risparmio di investimenti, una riduzione dei consumi, un miglioramento dell'efficienza, ecc.

Le tecniche di calcolo CFD permettono dunque di risolvere le equazioni di Navier-Stokes in modo sufficientemente accurato; bisogna tuttavia sempre considerare il fatto che i risultati numerici sono approssimati. Inoltre gli errori associati nascono e si possono amplificare durante il processo di risoluzione e sono dovuti principalmente a tre aspetti:

- Le equazioni differenziali possono contenere delle approssimazioni.
- Durante il processo di discretizzazione sono applicate delle approssimazioni
- Vengono usati metodi iterativi che possono non condurre a soluzioni corrette.

Inoltre, per molti fenomeni non standard, ma più complessi, come ad esempio la turbolenza, le esatte equazioni non sono disponibili e le soluzioni numeriche non sono possibili.

Questo implica che si debbano utilizzare modelli specifici per ogni necessità, che devono essere validati con i dati sperimentali. Per aumentare la loro accuratezza, occorre inoltre far ricorso ad approssimazioni migliori, od applicarle a regioni volumetriche più piccole, a svantaggio della diminuzione dei tempi di calcolo. La visualizzazione dei risultati è di grande impatto, ma questo non significa che essi siano necessariamente corretti; anzi, essi devono essere esaminati molto attentamente prima di essere assunti per veri.

In questo paragrafo vengono illustrate, con la corretta sequenza temporale, le varie fasi che adottano i metodi di risoluzione numerica per giungere a delle soluzioni approssimate, una volta fissato il modello geometrico e dopo aver imposto le condizioni al contorno [16].

1) MODELLO MATEMATICO

A seconda del caso in esame, deve essere stabilito dapprima un appropriato modello matematico, composto ad esempio da un set di equazioni differenziali parziali con le relative condizioni al contorno. Come detto precedentemente, questo modello matematico può essere caratterizzato da opportune approssimazioni correlate alla specifica applicazione, in maniera tale che sia possibile risolverlo analiticamente.

2) METODO DI DISCRETIZZAZIONE

Il secondo passo da compiere riguarda la scelta del metodo di discretizzazione da utilizzare per approssimare un sistema di equazioni differenziali con un sistema di equazioni algebriche a variabili discretizzate nel tempo e nello spazio. Gli approcci più comunemente utilizzati sono i seguenti:

- Metodo delle differenze finite (FD)
- Metodo dei volumi finiti (FV)
- Metodo degli elementi finiti (FE)

Il metodo delle differenze finite si basa sull'approssimazione delle equazioni differenziali alle derivate parziali con equazioni alle differenze finite; il metodo dei volumi finiti si basa sull'integrazione delle equazioni differenziali alle derivate parziali in un volume sui cui confini vengono applicate le condizioni al contorno; infine, il metodo agli elementi finiti, riduce le equazioni differenziali alle derivate parziali ad un sistema di equazioni algebriche. Ognuno di essi ha le sue specifiche applicazioni e la scelta di quale utilizzare dipende dalle preferenze dell'utente; ciò non toglie il fatto che, con una griglia molto fine, tutti e tre conducano a risultati simili tra loro. Una volta stabilito il metodo di discretizzazione da utilizzare, è necessario stabilire il sistema di riferimento da utilizzare (Cartesiano, cilindrico, sferico, ecc.), visto che la compilazione delle equazioni di conservazione dipende da esso. In aggiunta, viene definita la base di riferimento per vettori e tensori.

3) GRIGLIA NUMERICA

Successivamente viene compiuta l'operazione più importante: la generazione della griglia numerica estesa sul dominio geometrico di studio, grazie alla quale è possibile calcolare le variabili di interesse, discretizzate. Tale griglia rappresenta, quindi, una discretizzazione di un dominio, che viene suddiviso in tante sotto-regioni (elementi, volumetti, ecc.), denominate celle, per le quali vengono risolte le equazioni di conservazione in forma discretizzata. Tali sotto-regioni dello spazio sono composte da superfici bidimensionali a tre o più lati nel caso bidimensionale, nel caso tridimensionale, invece, da volumetti delimitati da quattro o più facce. Esistono diverse tipologie di griglia, ognuna caratterizzata da peculiari qualità e difetti, grazie alle quali è possibile discretizzare il dominio in differenti modalità. Le tipologie di griglia che possono essere utilizzate sono:

Griglia strutturata: detta anche griglia regolare, questa tipologia di griglia è definita tale se e solo se i suoi nodi sono costituiti dall'intersezione di due famiglie di linee appartenenti a determinati sistemi di coordinate cartesiane o curvilinee, in maniera tale che sia possibile eseguire una numerazione razionale dei nodi o delle stesse celle secondo opportuni indici, univocamente definiti. Di seguito viene riportato un esempio 2D, di una griglia strutturata composta da celle quadrangolari. (Nel caso analogo 3D, la griglia strutturata è composta da elementi tridimensionali a 6 facce). La discretizzazione del dominio che si viene così a creare ha una struttura regolare, che favorisce l'implementazione di numerosi metodi di risoluzione. Nelle seguenti Figure 2.4, 2.5 vengono riportati alcuni esempi:

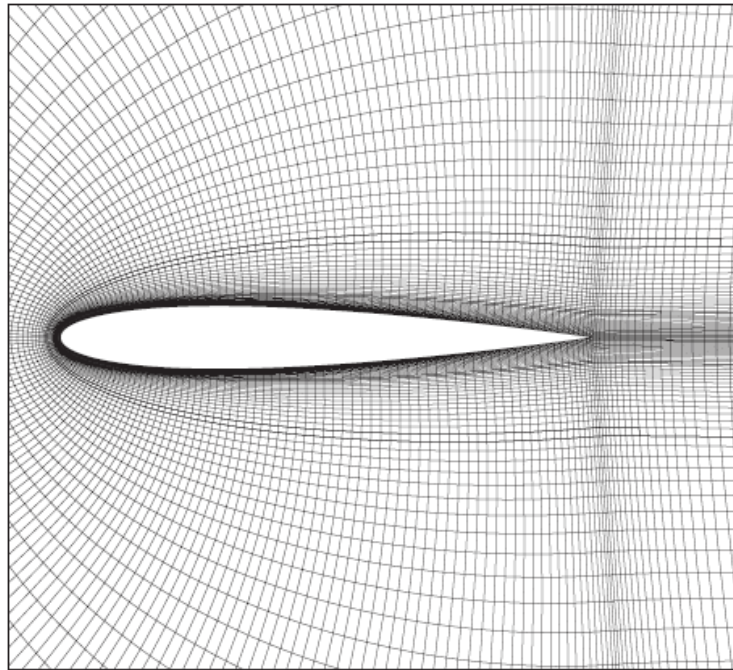


Figura 2.4: Esempio di griglia strutturata 2D ortogonale.

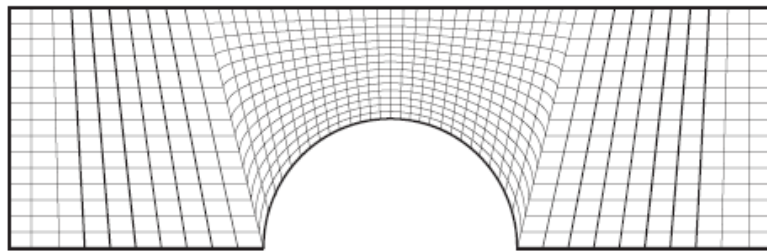


Figure 3.5: Esempio di griglia strutturata 2D non ortogonale.

- Griglia strutturata a blocchi: con questa tipologia di griglia, si ha una suddivisione del dominio in due o più regioni, ciascuna caratterizzata da una determinata dimensione degli elementi. La struttura che ne deriva può essere irregolare e, alle interfacce tra le varie regioni, si possono verificare delle variazioni più o meno sensibili a seconda dell'approccio scelto. Si può prediligere un accoppiamento all'interfaccia, nel quale la dimensione della mesh fra due o più blocchi è analoga all'interfaccia, oppure si può preferire una configurazione di mesh in cui si hanno varie regioni, ciascuna con la propria dimensione di mesh, che si accoppiano indipendentemente le une dalle altre. Con questa configurazione di griglia, vengono uniti i vantaggi della griglia strutturata ortogonale, ovvero la semplicità di creazione della stessa, della discretizzazione delle equazioni e della loro risoluzione, con i vantaggi di adattamento a profili curvilinei, tipici della griglia strutturata curvilinea.

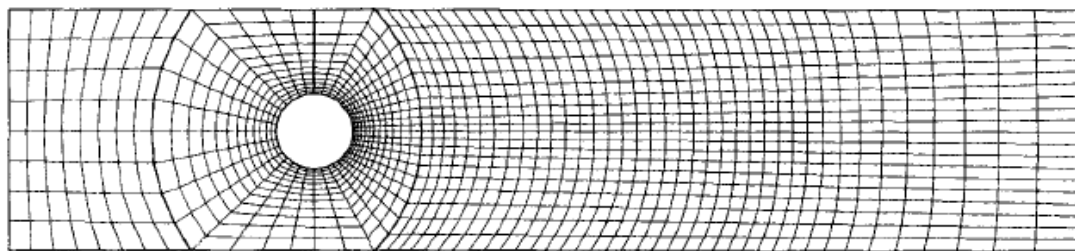


Figure 2.6: Esempio di griglia strutturata a blocchi, con accoppiamento alle interfacce.

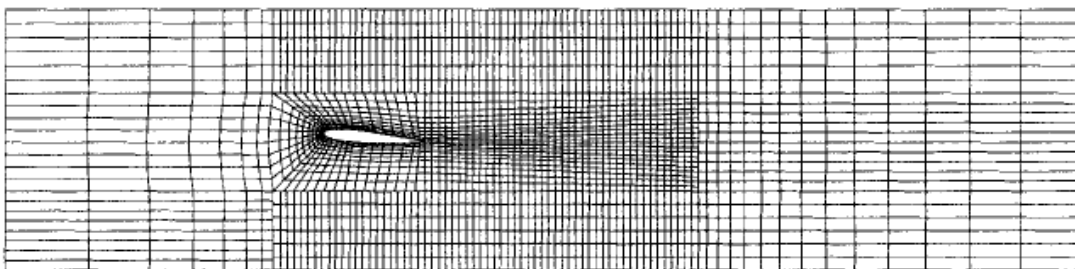


Figure 2.7: Esempio di griglia strutturata a blocchi, senza accoppiamento alle interfacce

- Griglia non strutturata: si definisce griglia non strutturata una griglia costituita da celle di forma normalmente quadrangolare o triangolare per il caso 2D o da tetraedri o esaedri per il caso 3D. Questa tipologia di griglia è la più flessibile, si presta bene per geometrie complesse ed è per questo la più utilizzata nell'approccio ai volumi e agli elementi finiti. Questo tipo di griglia può essere resa ortogonale e localmente molto rifinita; lo svantaggio risiede nel fatto che, dovendosi adattare a discretizzare anche geometrie molto complesse, può avere una struttura molto irregolare; ne consegue che, per la sua creazione, siano richiesti grandi sforzi computazionali. Nelle seguenti Figure 2.8 e 2.9, sono riportati due esempi di griglie non strutturate:

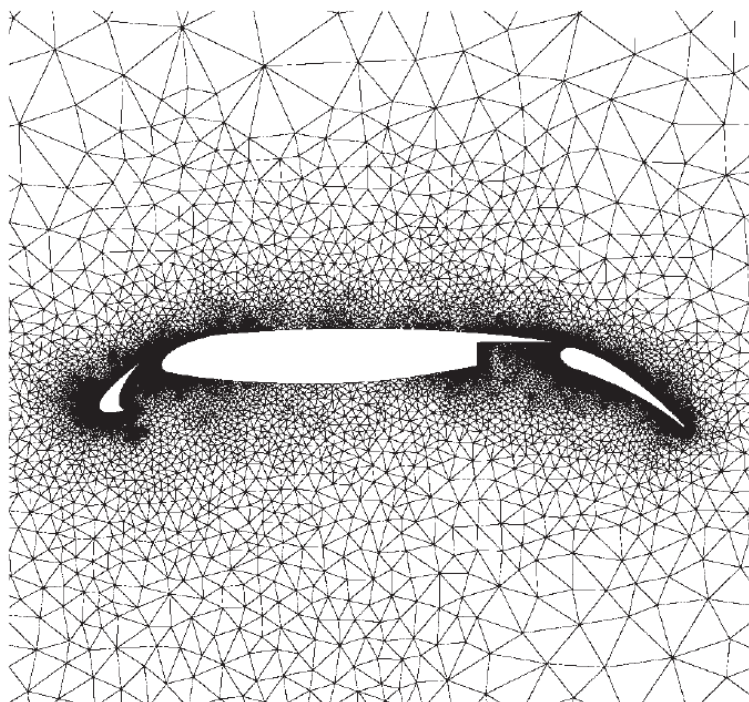


Figura 2.8: Esempio di griglia non strutturata 2D.

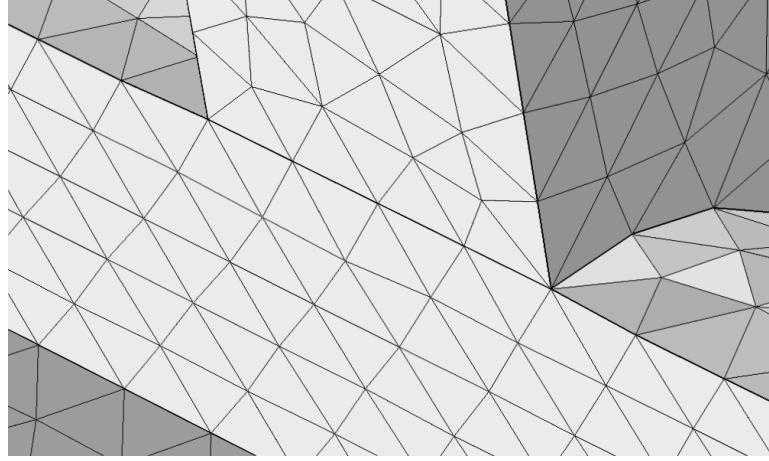


Figura 2.9: Esempio di griglia non strutturata 3D.

In generale, una griglia strutturata tende ad avere un numero di celle inferiore rispetto ad una griglia non strutturata; questo porta, specialmente per i codici CFD meno recenti, a una più rapida convergenza delle soluzioni e spesso ad avere risultati più accurati. Lo svantaggio di questa tipologia di griglia è che può essere applicata solo a domini di geometria semplice, a causa della sua stessa natura e, soprattutto in molte occasioni, può rendere difficile il controllo della distribuzione dei nodi. A parità di celle, rispetto ad una non strutturata, una griglia strutturata permette di avere una risoluzione maggiore in direzione normale alla parete, cioè dei nodi più vicini, e quindi una migliore accuratezza delle soluzioni.

La qualità della griglia influenza prepotentemente la correttezza e l'accuratezza delle soluzioni; è perciò essenziale che la creazione della griglia, denominata anche fase di meshatura, venga effettuata correttamente e dia origine ad una griglia di buona qualità, indipendentemente dalla tipologia scelta. Nello specifico, le celle generate, sia bidimensionali che tridimensionali, non devono essere distorte. Per la valutazione della *qualità della griglia*, vengono utilizzati dei parametri che indicano la lontananza dalla condizione di regolarità della griglia generata, come ad esempio l'indice di distorsione equiangola per griglie bidimensionali, definito come:

$$K_{DE} = \text{MAX} \left(\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right)$$

In cui θ_{max} e θ_{min} sono gli angoli minimo e massimo, in gradi, della cella e θ_e è l'angolo di distorsione della cella equiangola ideale avente uguale numero di lati. Ad esempio per una cella quadrata l'indice di distorsione equiangola è nullo, poiché $\theta_e = \theta_{max} = \theta_{min} = 90^\circ$. Più elevato è l'indice, minore sarà la qualità della griglia. Si consiglia un $K_{DE} < 0.85$ per elementi triangolari e un $K_{DE} < 0.9$ per elementi quadrangolari. Altro parametro di fondamentale importanza per la valutazione della griglia è rappresentato dal rapporto di forma, espresso come il rapporto tra il lato più lungo della cella e quello più corto. È consigliato non avere valori troppo elevati di questo parametro, per non incorrere in forti irregolarità della mesh. $K_{DE} < 0.9$. La dimensione delle celle non deve cambiare bruscamente da una cella a quella adiacente. L'infittimento della griglia in prossimità delle pareti solide deve avvenire quindi gradualmente per consentire la risoluzione degli strati limite. A causa dell'elevata capacità computazionale richiesta per la generazione di una griglia di qualità e sufficientemente fitta nelle zone di interesse, si tende ad optare per la scelta di una tipologia di griglia di tipo ibrido.

- Griglia ibrida: si definisce griglia ibrida una griglia caratterizzata dalla presenza contemporanea di blocchi sia di griglie strutturate sia di griglie non strutturate. Questa tipologia di griglia è la più diffusa, poiché permette di avere griglie ad alta risoluzione nelle zone più critiche e griglie con nodi meno fitti nelle zone rimanenti, risparmiando quindi sulla potenza di calcolo necessaria. Si consiglia l'utilizzo di una griglia strutturata sia nella zona dove è necessario un maggiore infittimento, il motivo è già stato precedentemente spiegato, sia nella zona a bassa risoluzione, mentre nella zona intermedia si può anche optare per una griglia non strutturata.

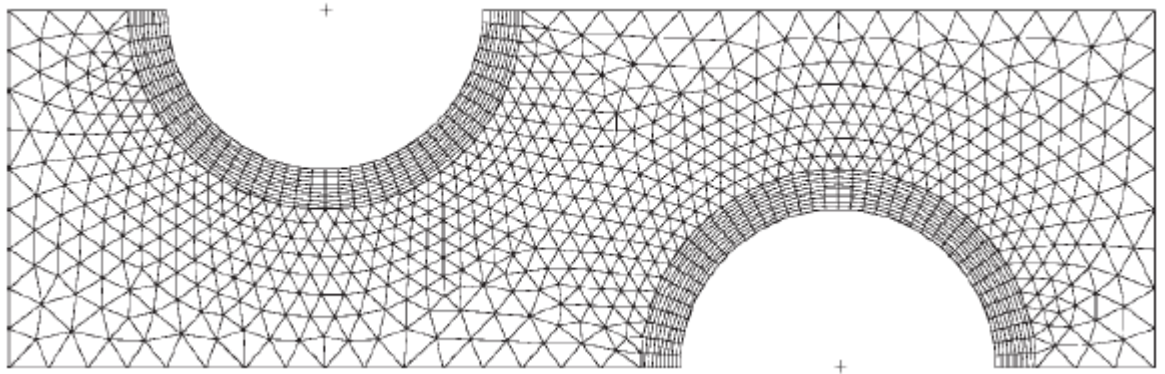


Figura 2.10: Esempio di griglia ibrida 2D.

Il requisito fondamentale, finale, che deve essere soddisfatto e a cui bisogna puntare per ottenere soluzioni possibilmente corrette ed accurate è la qualità della griglia. In presenza di geometrie con spigoli appuntiti od elementi fortemente distorti, è opportuno quindi scegliere una configurazione di griglia appropriata, e, qualora non fosse sufficiente, provvedere ad esempio alla rimozione o modifica (ad esempio arrotondando lo spigolo) del o degli elementi. Il tempo riservato alla generazione di una griglia di buona qualità non è tempo sprecato, anzi; in primo luogo porta ad una maggiore affidabilità delle soluzioni, in secondo luogo ad un possibile risparmio dei tempi di calcolo delle soluzioni.

La soluzione di una simulazione è affidabile se è indipendente dalla griglia utilizzata. Una tecnica per verificare l'affidabilità e l'accuratezza di un risultato è quindi quella di raddoppiare il numero di elementi della griglia e verificare che la simulazione porti agli stessi risultati

4) APPROSSIMAZIONI FINITE

In seguito alla generazione della griglia, è fondamentale decidere il tipo di approssimazione che si utilizzerà durante il processo di discretizzazione:

- Nel metodo alle differenze finite, si effettuano le approssimazioni delle derivate nei punti della griglia.
- Nel metodo dei volumi finiti, va scelto il criterio per l'approssimazione degli integrali di superficie e di volume.
- Nel metodo agli elementi finiti, è necessario scegliere le funzioni forma e le funzioni peso.

La scelta del metodo utilizzato e delle approssimazioni finite che esso esegue, influenzerà l'accuratezza dei risultati.

5) ASSEGNAZIONE DELLE CONDIZIONI AL CONTORNO

Il tipo di moto modellato è determinato dalle condizioni al contorno imposte. Esse devono essere assolutamente coerenti con la fisica del problema, pena l'errata soluzione. Esse sono:

- a) La prima condizione al contorno riguarda il *contatto del fluido* con la parete (condizione alla parete): in queste zone di contatto all'interfaccia, la velocità del fluido, anche nella sua componente tangenziale, è nulla; inoltre, è opportuno che venga specificata anche la scabrezza della parete e che venga scelto il corretto modello di turbolenza, che interpreti al meglio la fluidodinamica del problema in prossimità della parete.
- b) La seconda condizione al contorno è relativa alle *condizioni di imbocco e di sbocco* della corrente fluida: solitamente si specifica almeno una tra la velocità o la pressione; in genere sono note e si specificano la velocità in ingresso e la pressione allo sbocco. Inoltre all'imbocco può essere necessario specificare la temperatura, nei problemi di trasmissione del calore ad esempio, e le caratteristiche della turbolenza. Non è possibile, invece, fissare contemporaneamente sia la velocità sia la pressione all'ingresso o all'uscita, poiché si avrebbe una condizione ridondante dal punto di vista matematico, dato che queste due variabili sono accoppiate nelle equazioni del moto. In alternativa, nei casi in cui non è nota nessuna condizione all'uscita, in molti software è possibile impostare la condizione di efflusso, con la quale si impone l'uscita del fluido con direzione ortogonale alla superficie di sbocco.
- c) La terza tipologia di condizioni al contorno riguardano la *periodicità e la simmetria*. Questi fattori permettono di ridurre i tempi di calcolo computazionale, perché viene preso in esame un dominio di calcolo ridotto, sia per quanto riguarda lo spazio temporale, sia per quanto riguarda la geometria.
- d) Possono essere presenti anche situazioni legate a *conversioni di energia e trasferimenti di calore*; in questi casi è necessario introdurre l'equazione dell'energia.

6) DEFINIZIONE DELLE PROPRIETÀ FISICHE DEL FLUIDO

Viene successivamente specificata la tipologia di fluido utilizzato, tramite la descrizione delle sue proprietà, contenute già all'interno dei codici CFD. È necessario prestare comunque attenzione alla scelta delle proprietà del fluido: in alcuni casi è meglio modificare le costanti pre-impostate all'interno del codice ed imporre leggi polinomiali che fittano al meglio tali proprietà al variare di altre.

7) METODO RISOLUTIVO

La discretizzazione porta a sistemi di equazioni algebriche non lineari, che devono essere risolti con specifici metodi di risoluzione dipendenti dal tipo di problema.

Ad esempio, per flussi in condizione di regime stazionario, si utilizzano metodi di risoluzione di tipo iterativo: partendo da sistemi di equazioni algebriche non lineari, si effettuano successive linearizzazioni degli stessi procedendo con cicli iterativi. Le equazioni sono riportate nella loro formulazioni implicite, del tipo $f(x_i)=0$, e alla fine del processo sono soddisfatte, se e solo se, il primo membro risulta pari a zero. Quanto più invece il valore che assume la funzione $f(x_i)$, chiamato residuo, tende a zero, tanto più i valori assegnati alle variabili sono vicini a quelli esatti. Il metodo converge se, passaggio dopo passaggio, il valore del residuo tende a diminuire. Il migliore risultato a cui si può giungere idealmente è quello della soluzione esatta, per la quale il residuo risulta nullo per ciascuna cella del dominio. Nella pratica viene stabilito un valore del residuo sufficientemente piccolo, raggiunto il quale si può considerare la soluzione approssimata corretta.

PROPRIETA' DEI METODI DI RISOLUZIONE NUMERICA

Le caratteristiche di un metodo di risoluzione numerica sono valutate secondo certe proprietà, che danno informazioni sull'efficienza e la qualità dei risultati che il metodo fornisce [16]. Esse sono:

- **Consistenza:** un metodo di risoluzione numerica è consistente se l'errore di troncamento, definito come la differenza tra l'equazione discretizzata e quella esatta, tende a zero, quando la spaziatura della mesh definita nel tempo e nello spazio tende a zero. Idealmente, tutti i termini dovrebbero essere discretizzati con approssimazioni dello stesso ordine di accuratezza, nella realtà si predilige conferire maggiore importanza ai termini più rilevanti, come ad esempio il termine convettivo in presenza di flussi ad alto numero di Reynolds. La consistenza delle approssimazioni non implica necessariamente la correttezza delle soluzioni, infatti, ciclo dopo ciclo, è possibile che la o le soluzioni non si stabilizzino, pur avendo errori di troncamento per iterazione molto piccoli.
- **Stabilità:** un metodo di risoluzione numerica è stabile se non amplifica gli errori che appaiono durante il corso del processo di risoluzione. È molto complesso valutare la stabilità di un metodo; l'approccio che viene maggiormente utilizzato è quello formulato da Von Neumann, tuttavia, nel caso di equazioni non lineari, accoppiate, complesse, con altrettanto complesse condizioni al contorno, è bene non affidarsi esclusivamente ai metodi di risoluzione numerica, ma basarsi sull'esperienza e sull'intuizione. Per mantenere la stabilità, ci si può riferire alla condizione di Courant-Fredrichs-Lewy, detta condizione CFL, che rappresenta una condizione per la convergenza quando si risolvono le equazioni differenziali alle derivate parziali; essa si utilizza in presenza di schemi marcianti nel tempo: ad esempio, se un'onda attraversa un volume discretizzato, il passo temporale deve essere più basso del tempo che l'onda impiega per attraversare due punti della griglia adiacenti; in questo modo lo schema può ricavare le informazioni richieste per formare la soluzione [17]. Per un caso unidimensionale la condizione CFL è espressa come:

$$C = \frac{u_x \cdot \Delta t}{\Delta x} + \frac{u_y \cdot \Delta t}{\Delta y} < C_{max}$$

Dove Δt è l'intervallo temporale, Δx e Δy sono intervalli spaziali, u_x e u_y sono le componenti della velocità dell'onda e C_{max} è una costante che dipende dalla tipologia di equazione che deve essere risolta e dal tipo di schema numerico utilizzato per la soluzione (esplicito o implicito). Il numero di Courant è una condizione da verificare qualora si abbiano problemi di convergenza. Sistemi robusti e solutori di precisione trattano facilmente anche elevati numeri di Courant, superiori al centinaio.

- **Convergenza:** un metodo di risoluzione numerica è convergente se la soluzione delle equazioni discretizzate tende alla soluzione esatta delle equazioni differenziali quando la dimensione degli elementi della griglia tendono a zero. Per problemi lineari, il teorema di equivalenza di Lax afferma: "Dato un valore iniziale appropriato al problema e una approssimazione alle differenze finite che soddisfi la condizione di consistenza, la stabilità è condizione necessaria e sufficiente per la convergenza". Per problemi non lineari che sono fortemente influenzati dalle condizioni al contorno, la stabilità e la convergenza del metodo sono difficili da dimostrare; per questa ragione è sempre consigliato affiancare la lettura delle soluzioni analitiche con i risultati sperimentali; nel caso non siano disponibili, è sensibilmente raccomandato di eseguire un processo di progressivo affinamento della mesh, fino ad ottenere una soluzione indipendente dalla griglia.

- Conservazione: dal momento che le equazioni da risolvere sono leggi di conservazione, lo schema numerico deve anch'esso rispettare queste leggi. Per il principio di conservazione, quindi, una certa quantità uscente da un certo volume chiuso deve essere uguale a quella entrante. Questo significa che tale principio deve essere applicato ad ogni volume di controllo che compone il dominio discretizzato. La trattazione dei guadagni e delle perdite deve essere fatta in maniera coerente, ovvero tutti i guadagni e le perdite che interessano in sistema devono per forza coincidere con la quantità dei flussi entranti ed uscenti dalle pareti del sistema.
- Limitatezza: alcune equazioni richiedono la definizione dei limiti entro i quali certe grandezze devono essere contenute (si pensi ad esempio alla temperatura nell'equazione del calore non in presenza di fonti termiche); Queste condizioni devono essere garantite anche dalle approssimazioni numeriche. Molto spesso però, specialmente negli schemi di ordine superiore al primo, ed in particolare quando la griglia non è particolarmente fine, le soluzioni oltrepassano la soglia limite preimpostata. Questo significa che la soluzione è affetta da grandi errori e una delle principali cause risiede nella scarsa qualità della mesh.
- Realizzabilità: esistono fenomeni di natura molto complessa, quali ad esempio la turbolenza, la combustione, flussi multifase, ecc. Trattarli direttamente può risultare difficile, tuttavia bisogna farlo al fine di ottenere soluzioni il più corrette e realistiche possibile.
- Accuratezza: come più volte riportato, le soluzioni numeriche di problemi relativi a flussi fluidi o con trasferimento di calore sono soluzioni approssimate; in aggiunta, durante il processo di risoluzione, possono presentarsi anche altri errori dovuti all'algoritmo di risoluzione, alla programmazione, all'impostazione delle condizioni al contorno, alla semplificazione della geometria, ecc. Principalmente le soluzioni numeriche includono i seguenti errori sistematici:
 - Errori di modellazione, corrispondenti alla differenza tra i parametri del flusso reale e le soluzioni del modello matematico. Un esempio di questa tipologia di errore è il caso di un moto fluido attorno ad un cilindro: si potrebbe infatti pensare di simularlo assumendo come ipotesi quella di moto permanente e di simmetria assiale. Nella realtà queste sue semplificazioni possono non essere valide, dato che, ad esempio, alti numeri di Reynolds comportano la formazione di scie periodiche, annullando l'ipotesi di moto permanente, e che il moto fluido attorno ad un cilindro sia altamente asimmetrico, annullando quindi l'ipotesi di simmetria; la simmetria della geometria, infatti, non sempre garantisce la simmetria del campo di moto.
 - Errori dovuti alla discretizzazione, correlati alla differenza tra le soluzioni esatte delle equazioni di conservazione e le soluzioni del sistema algebrico di equazioni discretizzate.
 - Errori di iterazione, legati alla differenza tra la soluzione iterata e quella esatta del sistema algebrico di equazioni.

È importante essere consapevoli dell'esistenza di tali errori e, se possibile, individuarne la natura. Questi errori non sono noti a priori, ma possono solo essere valutati in un secondo momento, ad esempio, confrontando analisi sempre più accurate o comparando le soluzioni con dati sperimentali.

SOLUZIONI SIMPLE, SIMPLER, PISO, COUPLED

Il seguente paragrafo si propone di analizzare gli algoritmi di risoluzione per l'accoppiamento delle equazioni di pressione e velocità di flussi in condizioni stazionarie [18]. In generale, il campo di velocità non è noto. Le

equazioni di trasporto per ciascun componente della velocità possono essere derivate dall'equazione generale del trasporto, rimpiazzando Φ con u , v , w rispettivamente.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi u) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S_\phi$$

La soluzione di queste 3 equazioni presenta due problemi:

- Il termine convettivo delle equazioni del momento contiene termini non lineari, per esempio la derivata di ρu^2 .
- Le tre equazioni sono fortemente accoppiate poiché ciascuna velocità appare nell'equazione del momento e in quella di continuità. Il problema principale è rappresentato dalla pressione, presente in tutte le equazioni del momento, ma senza avere una equazione specifica.

Se il fluido è comprimibile, l'equazione di continuità può essere usata come equazione di trasporto per la densità, l'equazione dell'energia come quella per la temperatura e la pressione può essere ottenuta dalla densità e dalla temperatura dalla legge dei gas $p=f(T,\rho)$. Invece, nel caso in cui il fluido non fosse comprimibile, la densità è costante e non è legata al termine di pressione. Per questo motivo l'accoppiamento tra pressione e velocità risulta vincolato: solo applicando il corretto campo di pressione nelle equazioni del momento, le velocità risultanti soddisfano la continuità. Di seguito vengono illustrati i 4 algoritmi disponibili nel software commerciale Fluent di ANSYS-Workbench®:

1) ALGORITMO SIMPLE

I problemi legati alle non linearità e al collegamento tra pressione e velocità possono essere risolti adottando una strategia di risoluzione iterativa, come l'algoritmo SIMPLE di Patankar e Spalding (1972). All'interno dell'algoritmo i flussi convettivi per unità di massa attraverso la cella sono valutati dalle componenti della velocità. Viene utilizzato un campo di pressione iniziale per risolvere le equazioni del momento unito ad una equazione per la correzione del campo di pressione, utilizzata per aggiornare i campi delle velocità e della pressione stessa. Il processo iterativo comincia da dei valori iniziali del campo di pressione e di velocità e prosegue successivamente fino a convergenza.

Il metodo ai volumi finiti parte dalla discretizzazione del dominio fluido e delle equazioni di trasporto. Per valutare la pressione in un punto, si può pensare di ottenerla facendo l'interpolazione lineare del gradiente di pressione tra due nodi adiacenti. Nel caso di un gradiente di pressione nell'equazione del momento lungo l'asse x , si ha:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{p_e - p_w}{\delta x} = \frac{\left(\frac{p_e + p_p}{2}\right) - \left(\frac{p_p + p_w}{2}\right)}{\delta x} = \frac{p_e - p_w}{2\delta x}$$

Si nota subito come il termine di pressione relativo al nodo P non compaia. Ne consegue che l'intero campo di pressione non conferisce alcun contributo all'interno delle equazioni discretizzate del momento.

Una possibile soluzione è quella di utilizzare una griglia sfalsata (staggered grid) per le componenti di velocità, che permette il calcolo delle grandezze scalari come pressione, temperatura e densità, calcolando le velocità sui nodi della griglia sfalsata; così facendo, tali grandezze scalari vengono calcolate e sono presenti in ciascun nodo marcato nella seguente Figura 2.11:

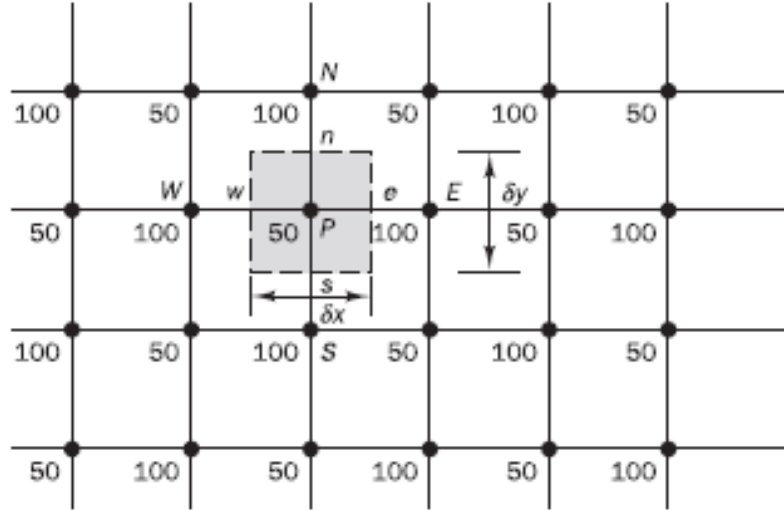


Figura 2.11: Esempio di griglia sfalsata per il calcolo delle grandezze scalari.

In questa griglia i nodi sui quali sono calcolate le pressioni coincidono con le facce delle celle dei volumi di controllo delle velocità u . Il gradiente di pressione lungo x non è più nullo ed è dato da:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{p_p - p_w}{\delta x_u}$$

In questa maniera, se il campo di pressione è noto, la discretizzazione delle equazioni di velocità e la conseguente procedura risolutiva è la stessa di quella di una equazione scalare. Lungo la direzione x , la numerazione dei nodi è $\dots, I-1, I, I+1, \dots$ ed analogamente lungo y ; così ogni nodo della griglia è identificato da una coppia di lettere maiuscole: (I, J) . Per la denominazione delle facce, ad esempio per la faccia con la velocità w della cella attorno al punto P , si utilizza la simbologia (i, J) ; analogamente si definiscono anche le altre facce della cella, come rappresentato nella seguente Figura 2.12:

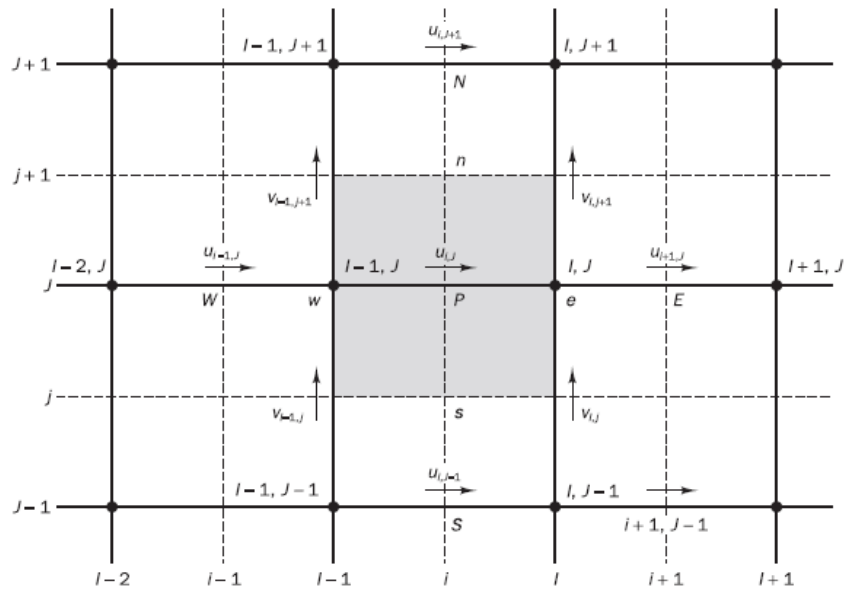


Figura 2.12: Figura illustrativa per la denominazione dei nodi e delle facce della griglia.

Definito così il nuovo sistema di riferimento, l'equazione discretizzata del momento della componente di velocità u , nel punto (i,J) , è la seguente:

$$a_{ij} u_{ij} = \sum a_{nb} u_{nb} - \frac{p_{i,J} - p_{I-1,J}}{\delta x_u} \Delta V_u + \bar{S} \Delta V_u$$

in cui a_{ij} e a_{nb} sono dei coefficienti che contengono combinazioni del flusso convettivo per unità di massa e della conduttanza diffusiva, ΔV_u è il volume della cella relativa a u , $\bar{S} \Delta V_u$ è il termine della fonte del momento; il termine relativo al gradiente di pressione è discretizzato per mezzo di una interpolazione lineare tra le pareti del volume di controllo relativo alla componente lungo x della velocità, u . Le componenti della velocità sono definite, come detto, su questa griglia sfalsata per evitare problemi associati all'oscillazione del campo delle pressioni e sono poste sulle facce delle celle dei volumi di controllo. Dato quindi il campo di pressione p , le equazioni discretizzate del momento, relative alle componenti della velocità u e v , vengono definite per ciascun volume di controllo e poi risolte per ottenere il campo delle velocità; se il campo delle pressioni è corretto, anche il campo delle velocità risultante soddisferà la continuità del sistema. Bisogna quindi calcolare il campo della pressione. Le equazioni discretizzate del momento sono risolte sui volumi di controllo sfalsati, le cui facce contengono i nodi con le pressioni. La soluzione venne proposta nel 1972 da Patankar e Spalding con l'algoritmo SIMPLE, acronimo di Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations; fondamentalmente esso consiste in una procedura iterativa di successive correzioni del campo di pressione, facendo riferimento alla griglia sfalsata. Nello specifico, il suo funzionamento è il seguente:

- Il primo passo consiste nel scegliere un campo di pressione p^* di primo tentativo da inserire nelle equazioni discretizzate del momento.
- Successivamente esse vengono risolte per ottenere le componenti delle velocità u^* e v^* di primo tentativo.
- In seguito viene risolta l'equazione di continuità nella forma di una equazione di pressione, per trovare il termine di correzione della pressione p' , definito come la differenza tra il campo corretto di pressione p e quello di primo tentativo p^* .
- Analogamente si apportano le correzioni v' e u' alle velocità di primo tentativo v^* e u^* , per calcolare i campi di velocità corretti u e v .
- A questo punto vengono risolte tutte le altre equazioni di trasporto discretizzate per le altre grandezze scalari, apportando una semplificazione.
- Viene poi ripetuto il processo fino a convergenza di p , u , v .
- Infine, se il processo iterativo giunge a convergenza, le pressioni e velocità finali calcolate sono quelle corrette, altrimenti è necessario re-impostare dei valori di primo tentativo per p , u e v .

2) ALGORTIMO SIMPLER

Nel 1980 Patankar migliorò l'algoritmo SIMPLE, dando origine a una versione revisionata denominata SIMPLER. In essa, si opta per una derivazione dell'equazione discretizzata della pressione, anziché introdurre un fattore di correzione nell'equazione della pressione, mentre le velocità sono ancora calcolate attraverso le correzioni. Confrontando i due algoritmi, si può notare che nel modello SIMPLE il fattore di correzione della pressione è sufficientemente adeguato per la correzione delle velocità, ma non abbastanza per la pressione. Questa è la ragione per cui con la procedura SIMPLER viene utilizzato tale fattore solo per la determinazione delle correzioni delle velocità, mentre separatamente viene risolta l'equazione della pressione. Poiché nel SIMPLER nessun termine è omissso nel derivare

l'equazione discretizzata della pressione, differentemente dal SIMPLE, il campo di pressione risultante corrisponde al campo delle velocità. Si può concludere quindi che il metodo SIMPLER fornisce dei risultati migliori per il calcolo del campo delle pressioni con tempi di calcolo computazionale minori. Sono stati sviluppati anche altri algoritmi, come SIMPLEC e PISO, che hanno dimostrato essere altrettanto efficienti; comunque, numerosi confronti hanno dimostrato che l'efficacia di ciascuno dipende dal caso specifico di analisi e che non si può dunque affermare quale sia il metodo migliore.

3) ALGORITMO PISO

Viene ora descritto l'algoritmo di risoluzione PISO; proposto nel 1986, PISO è l'acronimo di Pressure Implicit with Splitting of Operators e si propone come metodo migliorativo del metodo SIMPLE, poiché aggiunge ad esso un passaggio correttivo: introduce un campo di velocità che soddisfa l'equazione di continuità discretizzata, che porta a una diversa formulazione delle equazioni correttive. Successivamente viene imposto un campo delle velocità corretto per due volte, che porta quindi a risolvere l'equazione del momento due volte e ad avere perciò una seconda correzione anche delle pressioni. Infine, analogamente all'algoritmo SIMPLE, vengono risolte tutte le altre equazioni di trasporto discretizzate, fino al raggiungimento della convergenza delle altre variabili. Per compiere queste ulteriori correzioni, l'algoritmo necessita di maggiori capacità computazionali. L'algoritmo ha mostrato un comportamento robusto, ma nei casi in cui le variabili scalari siano fortemente accoppiate alle velocità, non ha presentato significativi vantaggi rispetto agli altri metodi.

4) ALGORITMO COUPLED

Differentemente dai metodi precedenti, questo algoritmo risolve le equazioni del momento e di continuità, nella forma di equazione di pressione, congiuntamente. Questo accoppiamento completo è possibile grazie alla discretizzazione del termine del gradiente delle pressioni nell'equazione del momento e grazie ad una implicita discretizzazione della portata di massa attraverso le facce dei volumi di controllo.

DEFINIZIONE DEGLI ERRORI NELLE SIMULAZIONI CFD

Numerose sono le fonti di errore o di incertezza nelle quali si può incorrere durante il processo di simulazione numerica: errori di tipo numerico, derivanti dalla discretizzazione delle equazioni risolte dal codice di calcolo CFD, errori dovuti ad una non corretta modellazione del fenomeno studiato, errori dovuti ad un uso errato del software CFD, errori causati da una carenza di input iniziali per la simulazione e molti altri; ognuna di queste tipologie di errori raggruppa al suo interno diverse famiglie di errori [19]. Quelli di tipo numerico, ad esempio, possono essere classificati in:

- Errori dovuti alla discretizzazione spaziale: questo tipo di errori sono dovuti alle approssimazioni numeriche (che contengono errori di troncamento) che vengono effettuate sulle derivate o sugli integrali delle equazioni esatte. Ad esempio:

$$\frac{\partial f}{\partial x} \approx \frac{f_{i+1} - f_{i-1}}{x_{i+1} - x_{i-1}}$$

- Errori dovuti alla discretizzazione temporale: gli errori della discretizzazione del tempo possono essere causati dall'inserimento dell'espansione in serie di Taylor della soluzione numerica nei termini delle equazioni discretizzate. Un errore di questo tipo può essere calcolato come:

$$\frac{\varphi^{n+1} - \varphi^n}{\Delta t} = g(\varphi^{n+1})$$

- Errori dovuti al processo iterativo: l'errore di iterazione è tipicamente quantificato in termini di residuo, ossia il valore ottenuto come differenza fra la soluzione calcolata ad una certa iterazione e la soluzione calcolata all'iterazione successiva. Esso può essere calcolato come:

$$\left[\frac{1}{\Delta T} - G \right] (\varphi^{n+1} - \varphi^n) = g(\varphi^n)$$

Se l'errore di iterazione è nullo, significa che il primo membro dell'equazione è nullo e che la soluzione è andata a convergenza: $g(\varphi) = 0$. Nella pratica, si accettano soluzioni in cui $g(\varphi) = 0.001$.

- Errore di arrotondamento: questo errore è dovuto al fatto che i valori numerici delle equazioni da risolvere vengono troncati perché devono avere un numero finito di cifre.

Vi sono poi gli errori dovuti alla modellazione del fenomeno che si vuole studiare. Nei metodi CFD, sono già incorporati numerosi modelli fisici e chimici, come ad esempio modelli per la turbolenza, modelli multi-fase, modelli per la combustione e per la radiazione. Una volta che una tipologia di modello è stata selezionata, l'accuratezza della simulazione non può essere aumentata oltre le capacità del modello; anzi, è necessario prestare attenzione che il modello sia applicato all'interno del giusto range di calibrazione; eventualmente, è possibile personalizzarlo, variando uno o più parametri dello stesso, per renderlo più affine al caso di studio esaminato. Per comprendere meglio tutte le possibili fonti di errore che possono caratterizzare i risultati numerici di una simulazione, viene riportata la seguente Tabella 2.1 [23], che illustra diverse possibili fonti di errore:

FONTI DI INCERTEZZA	ESEMPI
Modello fisico	Flusso incomprimibile Flusso non viscoso Flusso viscoso Flusso reattivo chimicamente Flusso turbolento
Modello fisico ausiliario	Equazioni di stato Proprietà termodinamiche Modello chimico Modello turbolento
Condizioni iniziali e al contorno	Rugosità delle pareti Lontano dalle pareti Superficie libera Rappresentazione geometrica
Discretizzazione e soluzione	Errori di troncamento Convergenza iterativa spaziale e temporale Convergenza iterativa regime stazionario Dipendenza dal tempo

Errore di arrotondamento	Finito Aritmetica di precisione
Errori dell'utente	

Tabella 2.1: Possibili fonti di incertezza dei risultati numerici ottenuti dalle simulazioni

Il metodo più utilizzato per ottenere una stima dell'errore che caratterizza la risoluzione numerica è il calcolo dell'indice di convergenza della griglia GCI (Grid Convergence Index), che indica di quanto la soluzione è lontana in termini percentuali dal valore asintotico, teoricamente esatto, a mano a mano che la griglia viene affinata [24]. Questo parametro verrà calcolato nel Capitolo V per ciascuna simulazione effettuata.

2.2.2.2 - MODELLI FLUIDODINAMICI TURBOLENTI

Più comuni nella pratica ingegneristica rispetto ai flussi laminari, i flussi turbolenti sono assai più complessi da modellare a causa delle loro continue variazioni nel tempo e nello spazio; all'interno di un fluido in moto turbolento hanno origine strutture tridimensionali casuali, rotanti e vorticosi, chiamate vortici turbolenti, diversamente orientati nello spazio. Questo processo porta in contatto fluidi che hanno diverso momento della quantità di moto, generando così forti gradienti di velocità a causa delle forze viscosi; di conseguenza l'energia cinetica dei flussi stessi si riduce, dando così origine a fenomeni di dissipazione. È stato dimostrato recentemente che anche i flussi turbolenti sono fenomeni di natura ripetibile e deterministica, nonostante rimanga sempre la presenza costante di componenti random, che causano variazioni nella dimensione, della lunghezza e della velocità del fluido; queste variazioni sono quindi difficili da analizzare. La chiave di risoluzione è quella di riuscire a comprendere l'origine di questi fenomeni. Le equazioni che descrivono i flussi turbolenti, perciò, risultano più articolate rispetto a quelle per flussi laminari e, di conseguenza, le potenze di calcolo necessarie per la loro risoluzione aumentano considerevolmente. Vengono descritte di seguito le categorie che sono state pensate nel corso degli anni, relative ai vari modelli di flusso turbolento:

- 1) La prima categoria utilizza correlazioni basate sul coefficiente di attrito.
- 2) La seconda utilizza equazioni integrali derivate da equazioni del moto.
- 3) La terza si basa su equazioni ottenute dalla media di equazioni del moto nel tempo
- 4) Il quarto approccio utilizza equazioni per correlare la velocità di due punti nello spazio.
- 5) Il quinto metodo, chiamato LES, risolve i flussi turbolenti focalizzandosi su grandi scale.
- 6) Il sesto approccio, detto DNS, risolve le equazioni di Navier-Stokes.

L'approccio più accurato è l'ultimo ed è una tecnica chiamata simulazione numerica diretta (DNS). DNS è l'acronimo di Direct Numerical Simulation. Questo metodo si propone di risolvere le equazioni del moto di un fluido senza approssimazioni, attraverso discretizzazione numeriche i cui errori possono essere stimati e controllati. Grazie ad essa si prova a risolvere il moto vario di tutte le scale di turbolenza, che variano sensibilmente al variare del numero di Reynolds sia nello spazio, sia nel tempo; per questa ragione le simulazioni DNS risultano estremamente complesse da attuare e, al giorno d'oggi, non sono ancora praticamente applicabili ai casi reali di moto turbolento ad alto numero di Reynolds. Pertanto, per poter simulare casistiche più complicate di moto turbolento, si ricorre a modelli semplificati, come il modello LES (Large Eddy Simulation) e i modelli RANS (Reynolds-Average Navier-Stokes). Con il primo approccio, vengono simulate le caratteristiche principali e non permanenti dei vortici turbolenti più grandi, mentre per i vortici più piccoli dissipativi la trattazione è semplificata. L'ovvio vantaggio di questo metodo è che la richiesta di risorse di calcolo è decisamente inferiore rispetto ai modelli DNS, lo svantaggio che ne segue è la minore accuratezza delle soluzioni.

Altre tipologie di modelli che possono essere scelti per simulare il flusso turbolento sono i modelli RANS, che si basano su equazioni ottenute dalla media di equazioni del moto nel tempo e nello spazio; Questi non potranno

rappresentare al 100% le effettive e molto complesse caratteristiche turbolente di un determinato flusso, ma forniscono con una buona accuratezza le proprietà medie locali del flusso; in aggiunta, questi metodi sono in continua evoluzione, sono stati sensibilmente affinati per soddisfare gli interessi tipici degli studi ingegneristici e possono essere un valido strumento di aiuto e cooperazione per lo studio ed per le analisi fluidodinamiche. Nel caso di studio in esame, relativo ad un dissipatore di calore ad alta efficienza, si è optato per la scelta dei modelli RANS per la simulazione del moto all'interno dei provini dissipatori. Tale scelta è motivata dai seguenti fattori:

- 1) Disponibilità delle risorse di calcolo: le potenze di calcolo disponibili per effettuare le simulazioni non sono sufficienti per svolgere simulazioni DNS, le più accurate al giorno d'oggi. Si è quindi necessariamente dovuto optare per modelli alternativi.
- 2) I modelli RANS forniscono informazioni, seppur mediate nel tempo e nello spazio, su tutte quelle quantità che sono di grande interesse ingegneristico relative al flusso turbolento, e non solo.
- 3) I modelli RANS sono stati implementati per sopperire alle carenze intrinseche dei modelli stessi, con una lunga serie di opzioni attivabili e disattivabili a seconda del caso di studio in questione.
- 4) Esistono numerosi modelli RANS, ciascuno adatto a specifiche situazioni, che possono essere combinati tra loro per simulare condizioni più complesse.
- 5) Questi modelli sono stati calibrati usando la simulazione diretta numerica e dati sperimentali ottenuti da campi di moto semplici.

Sono stati esclusi, invece, i modelli LES; essi risolvono problematiche su larga scala e per questo motivo sono stati scartati, data l'enorme complessità geometrica del sistema da analizzare, nel quale i fenomeni locali hanno grande rilevanza. Il quarto approccio sopra citato, che utilizza delle equazioni per correlare la velocità di due punti nello spazio, è raramente utilizzato, ad eccezione che per la turbolenza omogenea, ed è stato quindi escluso.

MODELLI RANS: EQUAZIONI DI NAVIER-STOKES MEDIATE

Le equazioni di Navier-Stokes mediate, sulle quali si basano i modelli RANS, sono equazioni di Navier Stokes in cui le grandezze non risultano istantanee, ma sono mediate in un certo periodo di tempo, sufficientemente piccolo rispetto ai fenomeni che si vogliono analizzare e sufficientemente grande rispetto ai disturbi dovuti alla turbolenza [18]. Queste grandezze, come velocità, pressione, temperatura, ecc., fluttuano attorno ad un valore medio, che può essere anch'esso variabile nel tempo, seppur però molto più lentamente. Dall'analisi statistica, si ricava tale valore medio di ciascuna grandezza, secondo la relazione:

$$\bar{c}(t) = \frac{1}{\Delta t} \int_{t-\Delta t/2}^{t+\Delta t/2} c(\tau) d\tau$$

L'estensione delle fluttuazioni può essere quantificata secondo il quadrato delle loro medie $\bar{c}^2$. Nel caso dell'intensità turbolenta, si ha che essa è funzione delle medie dei quadrati delle intensità turbolente relative a ciascuna componente di velocità. L'intensità della turbolenza è inoltre strettamente legata all'energia cinetica turbolenta k , definita come:

$$k = \frac{1}{2} (\overline{w'^2_x} + \overline{w'^2_y} + \overline{w'^2_z})$$

Applicando questo concetto di media in un certo intervallo di tempo alle equazioni di Navier-Stokes, si giunge alla seguente espressione:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{w}) + \nabla \cdot (\rho \bar{w} \bar{w}) = \nabla \cdot (\bar{\tau} - \bar{p} \bar{l}) + \rho \bar{g} - \nabla \cdot (\rho \bar{w}' \bar{w}')$$

dove τ è il tensore delle tensioni di Reynolds. Una stima di questo parametro fu proposta da Boussinesq, secondo cui era possibile calcolare il tensore delle tensioni di Reynolds partendo dal concetto di viscosità del vortice e calcolandola con le formulazioni adottate per il flusso laminare:

$$\tau_{ij} = 2\rho\nu_T S_{ij} = \rho\nu_T \left(\frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial x_i} \right)$$

Questo non è l'unico modello, ma nel corso degli anni sono stati sviluppati diversi approcci per il calcolo del tensore delle tensioni di Reynolds, suddivisi in modelli algebrici, a una o a due equazioni. Queste equazioni vengono associate alle equazioni di conservazione di massa, del momento e dell'energia; maggiore è il loro numero, maggiore sarà la complessità del modello. La presenza di altre due equazioni richiede due condizioni al contorno aggiuntive che vadano a specificare le caratteristiche di turbolenza all'imbocco e allo sbocco. I modelli a due equazioni, soprattutto, permettono di ben specificare il trasporto di energia cinetica, e di vedere quindi le sue variazioni da zona a zona all'interno del flusso. Affinché un modello possa definirsi completo, devono essere applicate anche le condizioni al contorno; solo così il modello riuscirà a determinare la scala della lunghezza della turbolenza.

I modelli a due equazioni sono proposti per sopperire al problema dell'incompletezza dei modelli a una equazione, che non riescono a definire esplicitamente la scala della lunghezza della turbolenza. Per ovviare a questo problema, sono stati proposti molteplici approcci a due equazioni; tali equazioni possono essere scritte in forma conservativa con le stesse tecniche numeriche adottate per le equazioni generali di equilibrio:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho w_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} + S_\phi$$

Di seguito vengono illustrati tre esempi di modelli a due equazioni:

- 6) Nel 1942 venne suggerita da Kolmogorov una nuova equazione relativa allo tasso specifico di dissipazione di energia ω da associare all'equazione dell'energia cinetica turbolenta k .
- 7) Nel 1945 Chou introdusse una equazione relativa al tasso di dissipazione turbolenta ε da associare all'equazione dell'energia cinetica turbolenta k .
- 8) Nel 1986 venne proposta una equazione da Zeieram e Wolfstein per il trasporto del prodotto fra l'energia cinetica turbolenta k e il tempo di dissipazione turbolenta τ da associare all'equazione dell'energia cinetica turbolenta k .

La loro strategia operativa è la seguente: dapprima questi modelli valutano la coppia di grandezze, ad esempio k e ω , da queste si ricava la viscosità dei vortici, quindi ad esempio $\nu_t = k/\omega$, questa a sua volta permette di calcolare il tensore delle tensioni di Reynolds τ_{ij} , ed infine un valore prestabilito del numero di Prandtl permette il calcolo della diffusività termica dei vortici, utile a valutare il contributo turbolento nelle equazioni dell'energia. Questo contributo è l'indice della presenza della turbolenza, perché rappresenta l'ulteriore momento che viene aggiunto al flusso fluido a causa proprio della presenza della turbolenza. I modelli RANS stimano proprio questo contributo all'interno delle simulazioni. Per loro convenienza, è stato quindi scelto di utilizzare dei modelli di calcolo RANS semplici, come quelli a due equazioni.

Si analizzano ora nel dettaglio i modelli di turbolenza a due equazioni più utilizzati oggi.

2.2.2.2.1 - MODELLO k- ω

Proposto da Kolmogorov nell'edizione finale del 1994, questo modello definisce k come l'energia cinetica turbolenta e ω come il tasso di dissipazione di energia per unità di volume e unità di tempo, valutato come una frequenza media turbolenta ed usato come seconda variabile [18,19]. k è funzione della scala di lunghezza della turbolenza l , secondo la relazione:

$$\omega = \frac{c k^{1/2}}{l}$$

L'equazione di ω che venne proposta era così formulata:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{w}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = -\beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\sigma v_T \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right]$$

Nel 1988 Wilcox propose un aggiornamento di questa equazione, identificando ω come un parametro rappresentativo del tasso di variazione nel tempo di k o ω , del trasporto di k o ω per convezione, del trasporto di k o ω per diffusione turbolenta, del tasso di produzione di k o ω , del tasso di dissipazione di k o ω , formulando la seguente legge:

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + \bar{w}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \tau_{ij} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} - \beta' k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma' v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{w}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} &= \alpha \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \end{aligned}$$

Queste equazioni si basano sulla approssimazione di Boussinesq, secondo cui è ragionevole assumere la viscosità dei vortici ν_t proporzionale all'energia cinetica turbolenta k . La dissipazione ϵ , la viscosità turbolenta e la scala della lunghezza caratteristica di turbolenza sono così definite:

$$\epsilon = \beta' k \omega \quad \nu_T = \frac{k}{\omega} \quad l = \frac{k^{1/2}}{\omega}$$

Tutti i coefficienti presenti in queste equazioni sono definiti sulla base di leggi che non includono nessuna assunzione arbitraria, per questa ragione quindi il modello k- ω è completo. Questo modello a due equazioni attrasse da subito molto interesse, poiché includeva già al suo interno le funzioni che caratterizzavano il moto del fluido vicino alle pareti, a bassi numeri di Reynolds. Il tasso specifico di dissipazione di energia tende all'infinito alla parete, mentre nelle sue vicinanze varia, secondo Wilcox, con una legge di tipo iperbolico.

2.2.2.2.2 - MODELLO k- ϵ

Il modello k- ϵ [18,19] è il modello di turbolenza più utilizzato attualmente. Esso fu proposto nel 1972 da Jones e Launder e si concentra principalmente sui meccanismi che caratterizzano l'energia cinetica turbolenta. Differentemente dal modello k- ω , l'equazione di trasporto per il tasso di dissipazione turbolenta ϵ è ricavata a partire dalle equazioni di Navier-Stokes con un processo rigoroso, e vale:

$$N(w_i) = \rho \frac{\partial w_i}{\partial t} + \rho w_k \frac{\partial w_i}{\partial x_k} + \frac{\partial p}{\partial x_i} - \mu \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_k \partial x_k} = 0 \quad (i, k = x, y, z)$$

La dissipazione di energia cinetica turbolenta è prodotta dal lavoro compiuto dai vortici di dimensione minore contro le sollecitazioni viscosi; da questa quantità dipende il termine abbattimento dell'energia nell'equazione dell'energia cinetica turbolenta. Il modello k-ε standard si basa sulle seguenti due equazioni di trasporto, che descrivono k ed ε :

$$\begin{aligned}\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{w}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \tau_{ij} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{w}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} &= C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{w}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]\end{aligned}$$

dove

$$\nu_T = \frac{C_\mu k^2}{\varepsilon} \quad \omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu k} \quad l = \frac{C_\mu k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon}$$

Le costanti sono:

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92 \quad C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Queste equazioni sono ellittiche e necessitano delle condizioni al contorno legate all'ingresso, all'uscita, alle caratteristiche del flusso e alle condizioni di parete. Anche questo modello, come il modello k-ω, è completo, ed è particolarmente performante nel caso di flussi confinati dove la componente tangenziale delle tensioni di Reynolds è importante. In conclusione, questo modello fornisce eccellenti prestazioni per lo studio di molti casi ingegneristici basandosi su un modello a semplice turbolenza, al quale è sufficiente fornire i dati di ingresso e le condizioni al contorno. Lo svantaggio è che non è particolarmente adatto per flussi turbolenti molto complessi, che includono moti di swirl, strati limite e flussi rotanti.

Rimane il fatto che la comprensione e la conseguente simulazione dei fenomeni turbolenti nelle vicinanze delle pareti sia molto complessa, a causa della presenza di forti variazioni dell'intensità della turbolenza. Per questa ragione, quando vengono applicati questi modelli a due equazioni, bisogna essere consapevoli che essi non sono completi, specie in prossimità delle pareti, dove la turbolenza è smorzata e il comportamento fluidodinamico cambia passando da turbolento a laminare. Per sopperire a questa mancanza, i modelli a due equazioni sono stati integrati con le cosiddette "Wall functions", che consentono di caratterizzare il profilo della velocità del fluido secondo un andamento logaritmico, da imporre nel primo nodo posto nelle vicinanze della parete. In alternativa esistono anche modelli chiamati "Low Reynolds models", che permettono di valutare in modo migliore gli effetti viscosi in presenza di pareti. Questo modello non è adatto per flussi caratterizzati da forti gradienti di pressione, per situazioni in cui si verifica il distacco dello strato limite (sovrastima la separazione del flusso) e per studi aerodinamici esterni.

2.2.2.2.3 - MODELLI TURBOLENTI AVANZATI

Note le lacune dei modelli standard a due equazioni, nel corso degli ultimi decenni sono stati sviluppati dei modelli turbolenti avanzati [18,19], che si adoperano per individuare e colmare queste mancanze con l'integrazione di opportune equazioni e parametri caratteristici, attivabili o meno a seconda del caso di studio in esame.

Le cause di problemi di performance dei modelli standard sono state individuate in:

- 1) Flussi a basso numero di Reynolds: pur con l'introduzione delle funzioni di parete basate su leggi logaritmiche dei profili di velocità, la modellizzazione di questi flussi con i modelli standard è poco accurata. È necessario che le due equazioni siano integrate fino alla parete, vicino alla quale le

grandezze di interesse variano sensibilmente e continuamente. Si rende necessaria per questo una discretizzazione dello spazio molto fine e le soluzioni ottenute possono essere dipendenti quindi dalla tipologia di griglia utilizzata.

- 2) Flussi a rapido cambiamento: in questi flussi, non si conserva il bilancio tra dissipazione e produzione di energia cinetica turbolenta su cui si basano i modelli a due equazioni.
- 3) Anisotropia delle tensioni: in flussi turbolenti complessi, i gradienti delle tensioni normali turbolente non sono trascurabili e possono influenzare le dinamiche del flusso; questi effetti non sono considerati nei modelli a due equazioni, che funzionano bene sono nei casi in cui il gradiente della tensione tangenziale turbolenta dominante è molto maggiore dei gradienti delle tensioni normali turbolente.
- 4) Regioni caratterizzate da gradienti di pressione e da ricircoli: i modelli a due equazioni standard, sovrastimano lo sforzo di taglio e non considerano i distacchi di fluido dalle pareti in presenza di curvature accentuate.
- 5) Sollecitazioni extra: curvature accentuate, moti rotatori particolari, presenza di particolari geometrie sono dei tipici esempi che danno origine a particolari interazioni tra la tensione principale e le tensioni di Reynolds che non vengono considerate nei modelli standard a due equazioni.

Di seguito vengono proposte le più significative migliorie che sono state apportate ai modelli classici turbolenti, sviluppate per cercare di sopperire alle lacune di ciascuno e quindi per fornire soluzioni sempre più vicine a quelle esatte.

1) FORMULAZIONI AVANZATE DEL MODELLO $k-\epsilon$

- MODELLO $k-\epsilon$ A DUE STRATI

Questo modello si propone di integrare le equazioni fino alla parete. Esso divide lo strato limite vicino alla parete in due regioni, una, più lontana, in cui il fluido si muove con moto turbolento pienamente sviluppato, l'altra, a contatto con la parete, dominata dagli effetti viscosi. Lo scopo di questa operazione è quello di evitare i problemi di instabilità associati alle equazioni non lineari di smorzamento dovute alle pareti, legati ai modelli $k-\epsilon$ a basso numero di Reynolds. Con questa strategia, le soluzioni sono meno dipendenti dalla qualità della griglia e numericamente più stabili.

- MODELLO $k-\epsilon$ RNG

Questo modello, che prende il nome dal gruppo che l'ha sviluppato, il Renormalization Group, descrive gli effetti delle piccole scale di turbolenza per mezzo di una funzione random nell'equazione di Navier-Stokes. La procedura che applica consiste nella rimozione automatica delle piccole scale del movimento dall'equazione del moto e riportando i loro effetti sulle scale più grandi. Questo modello, disponibile nella versione 19.2 di FLUENT di ANSYS-Workbench®, offre le correzioni relative alla variazione della viscosità dovute ai bassi numeri di Reynolds e quelle relative ai moti di swirl, tipici dei flussi tridimensionali e asimmetrici. Basandoci sulla teoria su cui si fonda il modello, è stato dimostrato che il modello $k-\epsilon$ RNG performa meglio del corrispondente modello standard per condotti che si espandono, viceversa per condotti che si contraggono, a parità di rapporto delle aree.

- MODELLO k- ϵ REALIZABLE

Questo modello è più raccomandato del modello k- ϵ standard, poiché tiene in considerazione anche la presenza di ricircoli di flusso fluido e dei distacchi dello strato limite.

2) FORMULAZIONI AVANZATE DEL MODELLO k- ω

- MODELLO k- ω SST

Formulato da Menter, questo modello propone una soluzione ibrida trasformando il modello k- ϵ in un modello k- ω nella regione prossima alla parete e lo standard k- ϵ nella regione distante dalla parete, dove il moto è turbolento completamente sviluppato; Inoltre Menter calcolò le costanti del modello sulla base di dati sperimentali, introdusse le “blending functions”, utili per realizzare un raccordo nel passaggio da un modello all’altro, ed infine la presenza di limiti, per circoscrivere la viscosità e l’energia cinetica turbolenta. Questo modello è adatto anche per applicazioni aereospaziali, come studi aereodinamici esterni.

- MODELLO k- ω BSL

Anche questo modello come il precedente, si propone di risolvere il problema del modello k- ω standard, caratterizzato da soluzioni troppo sensibili perché dipendenti dal flusso a superficie libera fuori dallo strato limite. Analogamente al precedente, si propone di combinare il modello k- ϵ con il modello k- ω per sfruttare i vantaggi dell’uno e dell’altro. È adatto per superfici lisce e distacchi dello strato limite.

3) FORMULAZIONI AVANZATE PER IL TRATTAMENTO DEL FLUSSO VICINO ALLA PARETE

Queste funzioni [19] sono di fondamentale importanza e hanno un grande impatto sulle soluzioni delle simulazioni; le pareti con le quali il fluido viene in contatto, infatti, sono le fonti principali di vortici e quindi anche della turbolenza. Grazie all’attivazione di una di queste opzioni avanzate per il trattamento delle pareti, sostanzialmente viene eseguita una modifica del modello turbolento, tenendo in considerazione anche i contributi dati dalle regioni in prossimità delle pareti, affette da viscosità.

Il difetto che presentano questo tipo di funzioni è delineato dal fatto che i risultati delle simulazioni peggiorano all’aumentare della rifinitura della griglia. Queste funzioni, infatti, operano correttamente in presenza di mesh piuttosto grossolane in prossimità delle pareti; il loro compito è proprio quello di sopperire al problema di mesh non fini e di tener conto degli effetti di pareti. Se, invece, la mesh è troppo spinta in prossimità delle pareti, sono già tenuti in considerazione gli effetti ai bordi e quindi risulta inutile applicare anche le funzioni di parete.

Alcune delle formulazioni avanzate per il trattamento del flusso vicino alla parete studiate e sviluppate nel corso degli anni, implementate all’interno dei software di calcolo, come ANSYS-Workbench®, sono le seguenti:

- FUNZIONI DI PARETE STANDARD

Questa tipologia di funzioni è quella classica, che si propone di integrare il modello a due equazioni utilizzato con delle funzioni che permettono di un collegamento fra la parete e le

particelle di fluido immediatamente in sua prossimità. Sono disponibili per i modelli a due equazioni $k-\varepsilon$ e $k-\omega$, ma anche per modelli a più equazioni come il modello delle tensioni di Reynolds.

- FUNZIONI DI PARETE SCALABILI

Questo tipo di funzioni sono simili alle funzioni di parete standard, ma permettono di evitare il deterioramento di queste ultime sotto un certo valore di rifinitura della griglia. È ipotizzabile quindi che il loro utilizzo sia più efficace in termini di modellazione del flusso turbolento nelle vicinanze delle pareti rispetto alle funzioni standard.

- FUNZIONI DI PARETE DI NON EQUILIBRIO

Le funzioni di parete di non equilibrio sono funzioni che calcolano la quantità di energia cinetica nelle celle vicino alla parete per flussi in cui c'è un alto non equilibrio dovuto a gradiente di pressione. Queste funzioni sono raccomandate per flussi complessi con distacchi, riattacchi e, in generale, forti variazioni delle caratteristiche del moto del fluido. Essi forniscono dei miglioramenti sull'accuratezza dei risultati sulle tensioni tangenziali e sui trasferimenti di calore; i limiti di queste funzioni si manifestano in presenza di bassi numeri di Reynolds e nelle zone vicine alla parete ad alte tridimensionalità.

- FUNZIONI PER LA TRATTAZIONE AVANZATA DELLE PARETI

Queste funzioni vengono applicate di default ai modelli $k-\omega$, ma sono disponibili anche per i modelli $k-\varepsilon$; esse permettono di modellare il flusso nelle vicinanze della parete, ma necessitano di una specifica finitura della mesh.

- FUNZIONI MENTER-LECHER

Le funzioni Menter-Lecher si attivano con i modelli $k-\varepsilon$ standard, realizzabile e RNG. È una formulazione alternativa che non si basa sul modello a due strati, ma utilizza le formulazioni dei bassi numeri di Reynolds per evitare le deficienze dei modelli $k-\varepsilon$.

4) ULTERIORI OPZIONI DEI MODELLI

- RISCALDAMENTO VISCOSO: questa opzione tiene in considerazione l'influenza delle variazioni della densità del fluido sulle caratteristiche del moto fluidodinamico, qualora vi sia la presenza di fenomeni quali, ad esempio, trasferimenti di calore.
- CORREZIONE DELLA CURVATURA: tramite questa funzione il modello è più sensibile alle curve affusolate e alle rotazioni del fluido. Questa funzione è già inclusa nel modello $k-\varepsilon$ RNG e realizzabile, poiché essi tengono conto di moti di swirl e delle rotazioni del fluido.
- LIMITE DI PRODUZIONE: questa funzione permette di limitare la generazione di energia cinetica turbolenta, tipicamente sovrastimata dai modelli turbolenti a due equazioni nelle vicinanze delle zone di ristagno del flusso; essa è disponibile per tutti i modelli turbolenti.

- PRODUZIONE KATO-LANDER: la seguente opzione ha le stesse funzionalità della precedente.
- MODIFICAZIONE DOVUTA ALLO SWIRL: questa opzione si attiva di default per flussi asimmetrici e fortemente tridimensionali, con tendenza a formare vortici con moto di swirl.
- CORRELAZIONE ALLA RUGOSITÀ: è possibile inserire all'interno della simulazione la rugosità superficiale di componenti con cui il fluido entra in contatto, in maniera tale da tenere in considerazione l'effetto che quest'ultima può avere sulle caratteristiche fluidodinamiche del moto del fluido.
- INTERMITTENZA DEL MODELLO TRANSITORIO: questa funzione permette di considerare la variazione delle caratteristiche fluidodinamiche del moto del fluido, che può non essere sempre transitorio, ma passare da un regime di moto ad un altro.

La maggior parte della ricerca condotta sulla modellazione turbolenta viene eseguita analizzando casistica per casistica, e la validazione di un determinato modello avviene di conseguenza per uno specifico problema.

CAPITOLO III – PROVE SPERIMENTALI

Questo capitolo espone la parte sperimentale del progetto di tesi, nella quale sono stati testati i 3 prototipi di dissipatore presso il laboratorio LARAMED dei Laboratori Nazionali di Legnaro. Nella prima parte del capitolo viene presentato il modello teorico che sta alla base della sperimentazione, successivamente vengono illustrati l'apparato sperimentale e la procedura sperimentale, infine sono presentati e discussi i risultati ottenuti.

3.1 - MODELLO TEORICO: TRASMISSIONE DEL CALORE NEL DISSIPATORE

I test sperimentali sono stati condotti scegliendo come ipotesi di lavoro quella di *regime stazionario*: per ogni cambiamento di una determinata variabile, la determinazione delle altre è stata effettuata dopo il transitorio, quando il sistema ha raggiunto una nuova configurazione di equilibrio.

CASO DI STUDIO ANALIZZATO

L'obiettivo principale degli esperimenti è quello di capire quale sia il dissipatore di calore più efficiente: per farlo, l'operazione più logica è quella di confrontare la capacità di dissipazione del calore di ciascuno di essi a parità di flusso termico entrante.

Noto lo scopo, è stato deciso di allestire un appropriato apparato sperimentale, in grado di riprodurre in scala ridotta le condizioni di funzionamento del dissipatore all'interno della stazione target durante l'irraggiamento ed in grado di rilevare i parametri di interesse che permettono di valutare l'efficienza del dissipatore. Il dissipatore ed i flussi termici che lo interessano si possono rappresentare con il seguente modello in Figura 3.1:

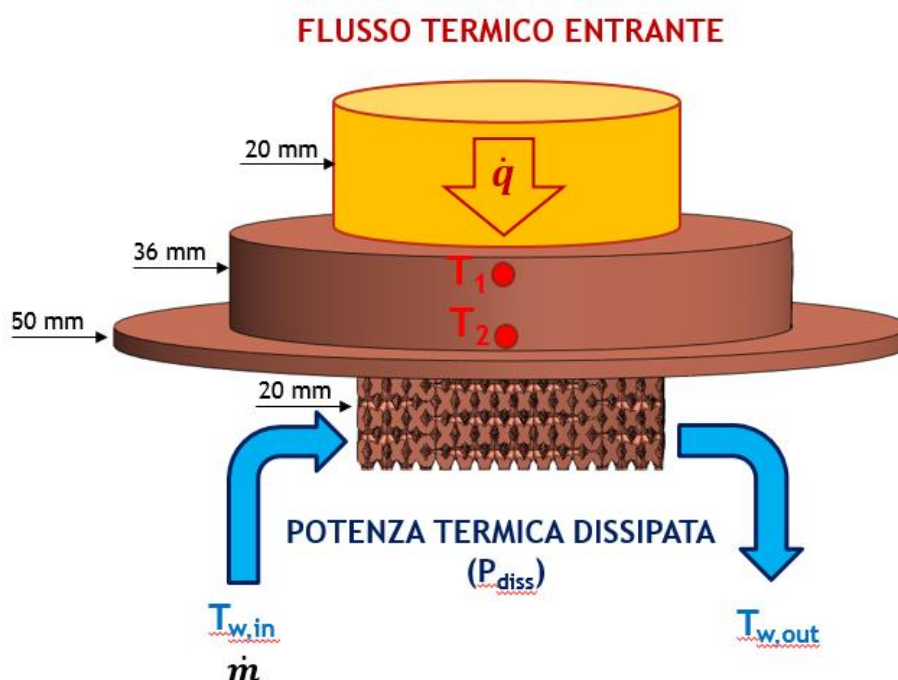


Figura 3.1: Schema dei principali parametri che caratterizzano il funzionamento del prototipo di dissipatore di calore.

In Figura 3.1, i parametri rilevati sperimentalmente atti a valutare l'efficienza complessiva del dissipatore sono: T_1 , che rappresenta la temperatura prossima alla superficie superiore del dissipatore, T_2 , che rappresenta la temperatura prossima al fondo dello stesso, $\dot{m}$ la portata massica di fluido refrigerante, $T_{w,in}$ e $T_{w,out}$ le temperature rispettivamente dell'acqua in ingresso e in uscita, $\dot{Q}$ il flusso termico in ingresso e P_{diss} la potenza asportata dal fluido refrigerante. Il nucleo principale del sistema è costituito dal dissipatore di calore. Esso ha una forma geometrica come quella rappresentata in Figura 3.2:

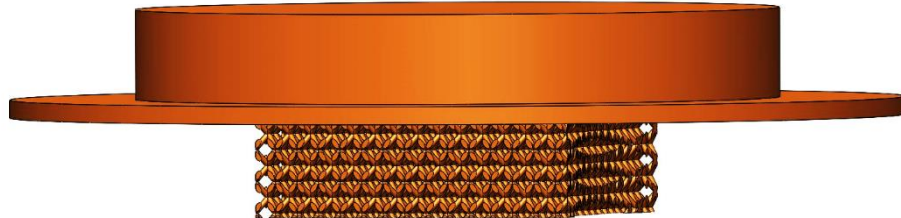


Figura 3.2: Esempio di dissipatore di calore compatto ad alta efficienza.

Di seguito vengono descritte le parti del dissipatore, in particolare evidenziando per ciascuna di esse l'ambiente con cui è posta a contatto ed i flussi termici che possono interessarla.

- *Cilindro superiore del dissipatore di calore*: esso ha forma circolare con raggio 18 mm e area di 1017.87 mm²; la sua superficie superiore viene colpita dal fascio luminoso prodotto da una lampada ad infrarossi e focalizzato dal collimatore, che crea uno spot circolare su questa superficie di raggio 12 mm e area 452.39 mm². Confrontando la superficie a disposizione e la grandezza dello spot che la colpisce, si ha che circa il 44% della superficie è interessata dal fascio luminoso e quindi soggetta a potenza termica entrante. Essa quindi viene riscaldata per irraggiamento dalla lampada, trasmette questo calore per conduzione all'interno di tutto il dissipatore. Una frazione della potenza termica entrante (non nota) è riflessa ed irraggiata verso l'ambiente esterno.
- *Disco inferiore del dissipatore di calore*: esso è a contatto superiormente con il cilindro prima descritto, ed inferiormente sia con la geometria di scambio del dissipatore, sia con il fluido refrigerante (acqua). Esso ha sezione circolare con raggio pari a 25 mm e superficie pari a 1963.5 mm² e sulla sua superficie inferiore è posizionato al centro un volume parallelepipedo all'interno del quale avviene lo scambio termico. Questa superficie così estesa è necessaria per tenere in posizione il dissipatore all'interno del sistema flangiato al quale sono collegati i condotti di raffreddamento.
- *Parte inferiore del dissipatore*: essa è costituita da un volume parallelepipedo a sezione quadrata di dimensioni 20x20x5mm, all'interno del quale viene ricavata la geometria vera e propria di interfaccia solido-liquido, adibita allo scambio termico. Alcuni esempi di configurazioni geometriche sono geometrie a canali, micro-canali, ad esse rettilineo o inclinato, con lamelle, con pin, a griglia metallica, ecc.

Col passare del tempo, dopo numerosi utilizzi del dissipatore, all'aumentare dell'intensità luminosa emessa dalla lampada, può insorgere un problema dovuto all'ossidazione delle superfici del dissipatore. In particolare, la superficie che è maggiormente interessata da questo fenomeno è quella superiore: essa è interessata direttamente dal fascio di luce emesso dalla lampada ed è l'unica anche a contatto con l'ambiente esterno; su di essa si va a generare uno strato di ossido di rame, che rappresenta una resistenza ulteriore che ostacola la trasmissione del calore dal dissipatore al fluido refrigerante. L'ossidazione del rame è un processo naturale.

Questo metallo si ossida in presenza di acido nitrico, secondo la reazione: $\text{Cu} + 4 \text{HNO}_3 \rightarrow \text{Cu}(\text{NO}_3)_2 + 2 \text{NO}_2 + 2 \text{H}_2\text{O}$. In presenza di aria secca il processo di ossidazione è piuttosto lento: dapprima si produce ossido di rame I (Cu_2O), secondo la reazione $4 \text{Cu} + \text{O}_2 \rightarrow 2 \text{Cu}_2\text{O}$. Questo a sua volta viene ossidato per formare ossido di rame II (CuO), dal tipico colore nero, secondo la reazione $2 \text{Cu}_2\text{O} + \text{O}_2 \rightarrow 4 \text{CuO}$. In presenza di aria umida, il rame tende a ricoprirsi rapidamente con un sottile strato di ossido rameoso dal tipico colore verdastro. Nel caso di studio, la presenza di temperature elevate, invece, porta ad un processo di ossidazione molto rapido, formando, a seconda della temperatura, ossido sia rameoso Cu_2O (semiconduttore) che rameico CuO . La presenza di tale ossido genera un'ulteriore resistenza termica al passaggio del flusso di calore, dovuta al fatto che l'ossido possiede una conduttività termica inferiore rispetto a quella del metallo puro, pari a 36 W/mK. Inoltre, questa resistenza è proporzionale allo spessore dello strato di ossido: maggiore sarà quest'ultimo, maggiore sarà la resistenza termica e minore quindi il passaggio di calore attraverso il film.

Per questa ragione, è stato deciso di effettuare sui tre provini una pulizia chimica ad ultrasuoni, per rimuovere gli strati di ossido ed equiparare le condizioni di partenza di ciascun prototipo e permettere un confronto più corretto durante le prove sperimentali. Quest'operazione ha, per contro, comportato un ulteriore problema: la superficie di ciascuno, più lucida e riflettente dopo la pulizia, ha peggiorato l'assorbimento della potenza termica emessa dalla lampada. L'albedo dei provini, ossia la loro capacità di riflessione della luce in tutte le direzioni, è aumentata, con la conseguente diminuzione del flusso termico entrante. Per superare questo ostacolo, è stato deciso di effettuare il confronto dei provini a parità di potenza termica dissipata e non a parità di potenza emessa dalla lampada. Per valutare in modo corretto la potenza che viene effettivamente dissipata dallo scambiatore, risulta però necessario annullare qualsiasi altro contributo dissipativo: solo così, infatti, si può avere la certezza che la differente capacità di dissipazione dei provini dipenda dalla geometria di scambio e non da altri fattori, come ad esempio la diversa dissipazione del calore verso l'ambiente esterno.

È stato progettato quindi un sistema isolante, in teflon ad alta densità, per coibentare i prototipi di dissipatore testati e la relativa flangia, con la funzione ulteriore di centraggio del dissipatore sotto la lampada. In questo modo, isolato termicamente il sistema, tutta la potenza termica in ingresso sarà pari alla potenza termica dissipata in uscita. I dissipatori non scambiano potenza termica con l'ambiente esterno e ciascun prototipo, in condizioni di regime stazionario, mantiene una temperatura costante, dipendente dalla resistenza termica che ciascuna geometria oppone al passaggio del flusso di calore. Nella zona di contatto tra il sistema di isolamento e collimatore della lampada, è stato interposto un anello metallico in acciaio, in maniera tale che il teflon non entri in contatto diretto con il collimatore, che può raggiungere temperature superiori ai 200 °C.

Anche i condotti del fluido di raffreddamento sono stati isolati con del poliuretano espanso, in maniera tale che i risultati sperimentali siano il meno possibile influenzati dalle condizioni ambientali esterne. Essendo dunque la potenza termica in ingresso equivalente alla potenza termica dissipata, il confronto dei prototipi di dissipatore viene eseguito in base alla temperatura media di esercizio: a parità di potenza termica entrante e dissipata, minore è la temperatura massima del dissipatore, maggiore sarà la sua efficienza. Minore, infatti, è la temperatura di esercizio del dissipatore, più esso potrà spingersi a dissipare potenze termiche elevate; al contrario, se un dissipatore tende ad assumere temperature di esercizio elevate, raggiungerà rapidamente la temperatura limite di esercizio, oltre la quale il dissipatore perderà le sue caratteristiche strutturali.

Oltre alle potenze termiche scambiate e alle temperature del dissipatore, un altro parametro utile per valutare le prestazioni e l'efficienza dei provini dissipatori, è la *sezione media efficace* delle linee del flusso termico. Essa rappresenta la sezione media interna al dissipatore attraverso cui scorrono le linee di flusso termico, che partono dalla sorgente calda, rappresentata dalla superficie superiore del dissipatore, scorrono all'interno dello stesso e si dirigono infine verso la zona fredda, rappresentata dalla superficie inferiore del dissipatore, come rappresentato in Figura 3.3.

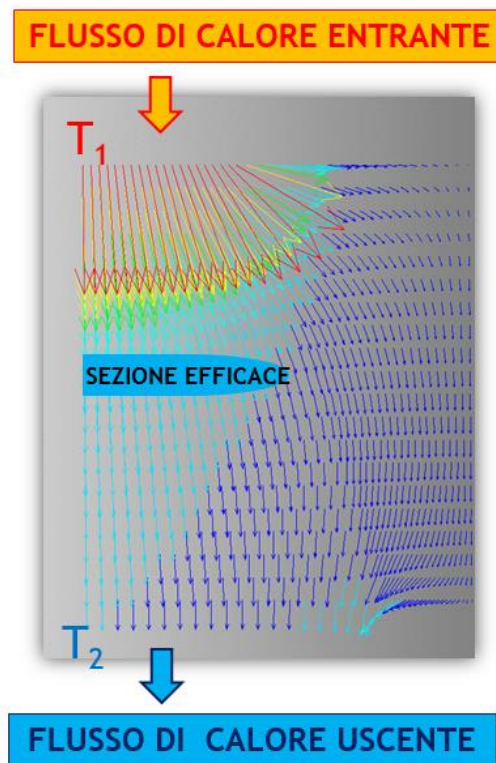


Figura 3.3: Distribuzione delle linee di flusso termico all'interno di un materiale.

Nel caso dei dissipatori in esame, lo spazio fisico ammesso, attraverso cui le linee di flusso di calore passano, è un cilindro di diametro pari a 36 mm e altezza 5 mm. Inoltre ad esso è ancorato un disco inferiore con diametro pari a 50 mm, la cui altezza è solo 1 mm. L'obiettivo è quello di calcolare la sezione media ideale attraverso cui le linee di flusso di calore passano, per osservare come esse si dispongano e si distribuiscano all'interno del prototipo, quando il dissipatore è in esercizio.

- Se il diametro della sezione efficace è minore del diametro geometrico del solido attraverso cui scorrono le linee di flusso termico, ciò implica che il flusso di calore è interamente concentrato all'interno del dissipatore e scende direttamente da un'estremità all'altra del cilindro, senza addirittura interessare la parte più esterna del volume fisico del cilindro. Questo è il risultato che ci si aspetta di misurare dalle prove sperimentali, nel caso in cui i provini dissipatori abbiano una buona capacità di smaltimento della potenza termica in ingresso.
- Se, al contrario, il diametro della sezione efficace è prossimo o uguale al diametro geometrico del solido attraverso cui scorrono le linee di flusso termico, ciò significa che il flusso di calore non passa direttamente da un'estremità all'altra del cilindro attraverso una sezione ristretta, ma che il flusso termico, e quindi il calore, si diffonde all'interno di tutto il volume del cilindro, aumentandone la sua temperatura media.

La geometria del fascio di linee del flusso di calore che scorre all'interno del dissipatore dipende dalla geometria della zona di ingresso e della zona di uscita: se queste sono puntiformi, le linee di flusso partiranno e arriveranno da e in un singolo punto; si verrà quindi a creare una sorta di fuso tridimensionale, composto dalle linee di flusso del calore. Se invece, come nel caso in esame, la sorgente di calore nella zona superiore è costituita da uno spot di diametro 20 mm, mentre la zona inferiore di raffreddamento da un quadrato di lato 20 mm, si avrà la generazione di un solido avente una base quadrata ed una circolare, composto dalle linee di

flusso termico. Nel caso in esame, per semplicità, tale solido viene considerato come un cilindro ideale, di diametro variabile.

Data l'impossibilità sperimentale di determinare le sezioni del cilindro relative ad ogni altezza, si è deciso di calcolare un diametro della sezione media attraverso cui fluisce il flusso termico, detta *sezione media efficace*. La potenza termica per unità di superficie (potenza termica specifica media) prevista essere prodotta all'interno della stazione target finale sarà pari a 1 kW/cm². Durante i test sperimentali, la potenza termica specifica raggiunta dall'apparato sperimentale, dopo l'operazione di pulizia dei prototipi, è stata invece pari a circa 30 W/cm².

La potenza termica dissipata P_{diss} [W] dallo scambiatore è stata dedotta dalle temperature di ingresso e di uscita del fluido refrigerante e dalla portata massica d'acqua circolante nel circuito di raffreddamento, secondo la relazione:

$$P_{diss} = \dot{m} C_{pW} (T_{wout} - T_{win})$$

dove:

- $\dot{m}$ è la portata massica [kg/s].
- C_{pW} è il calore specifico dell'acqua a pressione costante [J/kg K].
- T_{wout} e T_{win} rispettivamente le temperatura di uscita e di ingresso dell'acqua [K].

In condizioni stazionarie, ed in assenza di altri processi di scambio termico, uguagliando la potenza termica dissipata per convezione forzata, con il calore che fluisce all'interno del dissipatore per conduzione, si ottiene infine:

$$P_{diss} = \frac{\lambda A_{eff} (T_1 - T_2)}{d}$$

Dalla precedente formula, è possibile dunque determinare l'area della *sezione media efficace*, sezione di un cilindro ideale, attraverso cui fluiscono le linee di flusso di calore:

$$A_{eff} = \pi \frac{D_{eff}^2}{4} = \frac{P_{diss} d}{\lambda (T_1 - T_2)}$$

Maggiore è la differenza di temperatura fra la superficie di testa (quella posta in corrispondenza dello spot luminoso) e quella di fondo (relativa alla parte inferiore del dissipatore posta in contatto con il fluido refrigerante), minore sarà il diametro della sezione efficace media. Nota la sezione media efficace, è possibile determinare il flusso termico $\dot{Q}_1$ che scorre all'interno del dissipatore, che dovrà essere uguale alla potenza termica dissipata:

$$\dot{Q}_1 = \frac{\lambda A_{eff} (T_1 - T_2)}{d}$$

A questo punto, tutte le grandezze di interesse sono note. Di seguito si analizza la dipendenza tra le seguenti variabili:

- Temperatura prossima alla superficie superiore del dissipatore (T_1).
- Temperatura prossima alla superficie inferiore del dissipatore (T_2).
- Temperatura ambiente (T_{amb}).

Possono essere fatte le seguenti considerazioni:

- A parità di temperatura di ingresso del fluido refrigerante, data una certa potenza termica in ingresso, minore è la temperatura ambientale, maggiore è il flusso termico che si dissipa per convezione naturale con l'ambiente esterno. Inoltre, le linee di flusso di calore tra la superficie superiore e inferiore del dissipatore saranno meno dirette e perciò sarà maggiore il diametro della sezione efficace attraverso cui passeranno tali linee di flusso di calore, poiché esse tenderanno ad allargarsi verso le superfici laterali del cilindro.
- Se la temperatura dell'ambiente è maggiore della temperatura del fluido refrigerante, le linee di flusso di calore che hanno origine nella parte superiore del dissipatore risentiranno della temperatura più bassa alla base del cilindro, dovuta alla presenza del fluido refrigerante, piuttosto che quella delle pareti (temperatura ambiente); per questo motivo esse si dirigeranno verso la superficie inferiore senza allargarsi. Tanto minore è la temperatura del fluido refrigerante rispetto a quella ambientale, tanto minore sarà il diametro della sezione efficace. Non è consigliabile settare una temperatura del fluido refrigerante troppo bassa rispetto alla temperatura ambiente, in quanto sia il circuito di raffreddamento sia il dissipatore stesso potrebbero assorbire calore non solo dalla sorgente termica, ma anche dall'ambiente stesso, alterando quindi i risultati sperimentali.
- Nel caso in cui la temperatura dell'ambiente sia minore rispetto alla temperatura di ingresso del fluido refrigerante, le linee di flusso del calore che scorrono all'interno del dissipatore tenderanno ad allargarsi al suo interno, in virtù del gradiente termico esistente tra l'alta temperatura della superficie superiore del dissipatore e quella più bassa delle pareti esterne a contatto con l'ambiente.

3.2 - APPARATO SPERIMENTALE

Data l'impossibilità di determinare l'efficienza delle diverse tipologie di scambiatori di calore esaminati direttamente sulla stazione target, non essendo essa ancora disponibile all'interno del bunker, è stato deciso di realizzare in laboratorio un apparato sperimentale molto flessibile, tale da riprodurre, in condizioni di potenza ridotta, il funzionamento al quale saranno sottoposti durante l'esercizio. Si riportano, nelle successive figure, una serie di immagini che permettono di comprendere costitutivamente il sistema e successivamente vengono descritti i singoli componenti della strumentazione.

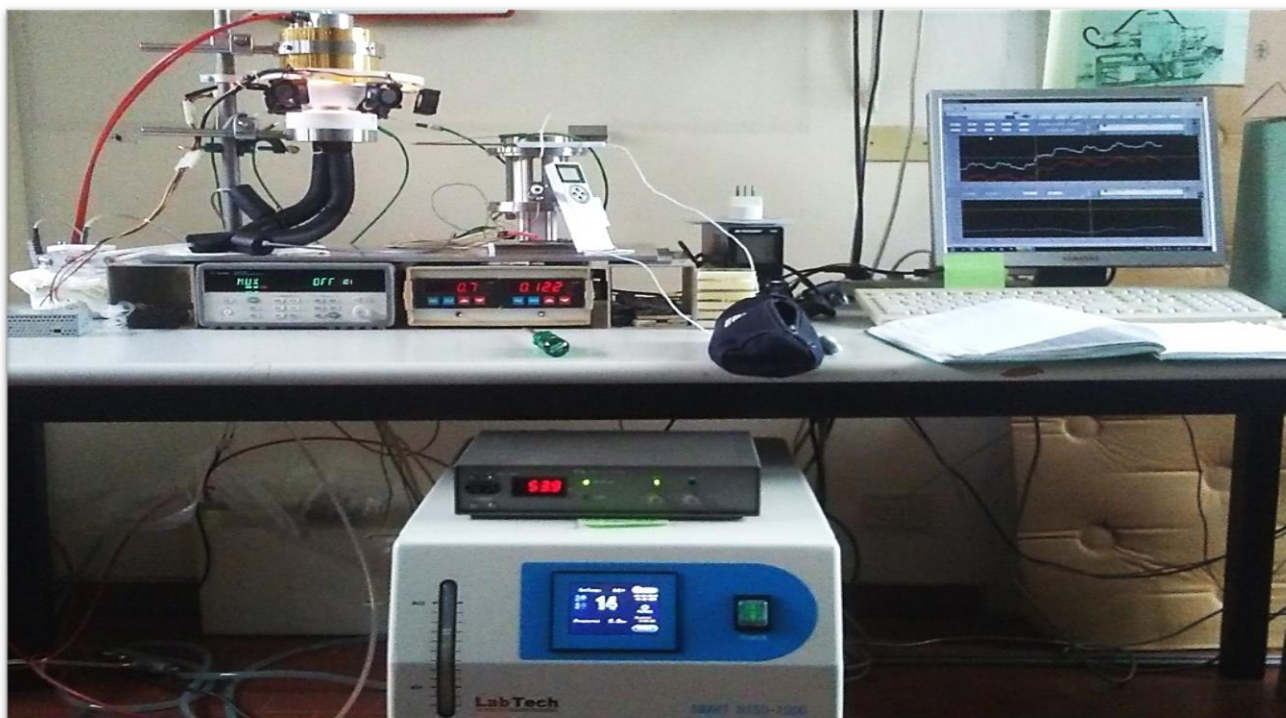


Figura 3.4: L'apparato strumentale utilizzato per le prove sperimentali, situato presso il laboratorio LARAMED dei Laboratori Nazionali di Legnaro.

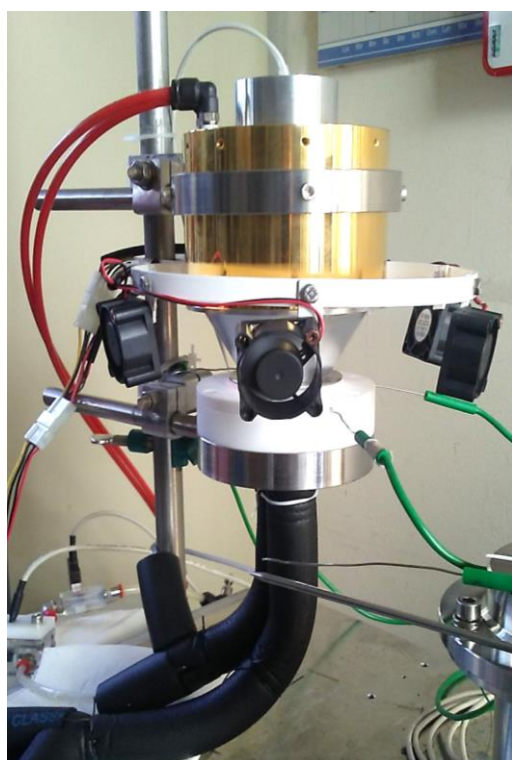


Figura 3.5: Nucleo principale dell'apparato strumentale.

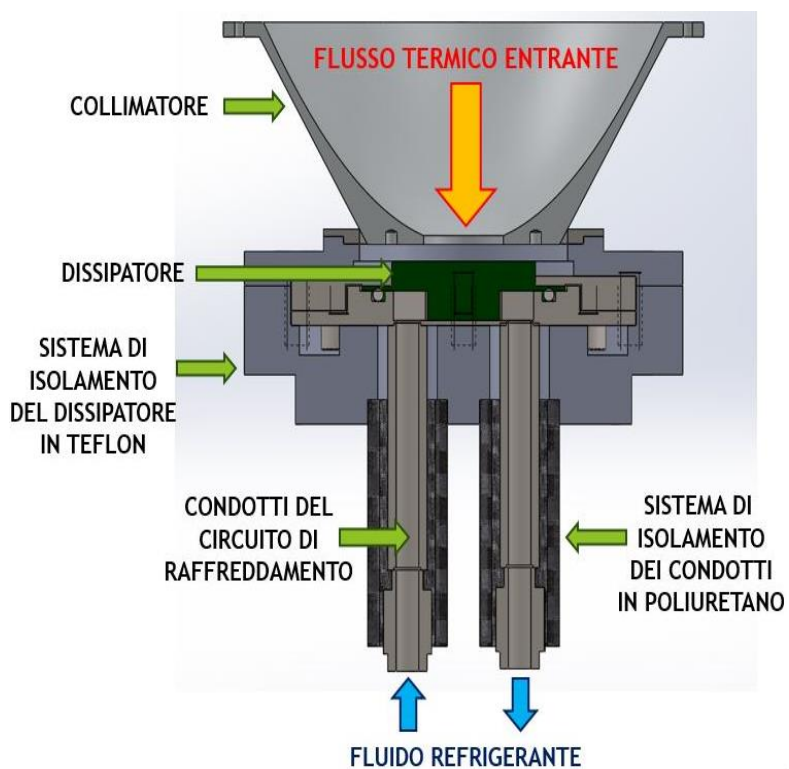


Figura 3.6: Vista in sezione del nucleo principale dell'apparato strumentale.

Come si può notare dalle immagini, l'apparato sperimentale è composto da diversi componenti. Essi sono:

- 1) Una lampada alogena, modello Halogen Spot Heater-4 100V-1000W della Inflight Industrial.LtdTM: questa lampada emette il picco delle radiazioni elettromagnetiche nella regione spettrale del vicino infrarosso ed una frazione nello spettro del visibile sotto forma di luce giallo/rossa. La lampada consente, attraverso il concentratore parabolico, di focalizzare la potenza termica luminosa, in analogia con quanto avviene durante l'irraggiamento di un bersaglio. Queste lampade, di uso industriale e per ricerca, sono infatti in grado di raggiungere, nel punto focale, temperature variabili da 500°C fino a 1200°C in appena 2–3 secondi. Attraverso un collimatore in alluminio lavorato a specchio, il fascio di luce proveniente dalla sorgente luminosa viene ulteriormente delimitato, eliminando le zone di alone, ad uno spot luminoso circolare di area pari a circa 3 cm² sulla superficie superiore del dissipatore, posta a 45 mm dalla sorgente termica. La potenza termica specifica nominale massima dichiarata, emessa dalla lampada, è di ~300 W/cm²; nella realtà, a causa di diverse fonti di dissipazione (convezione naturale con l'aria, distanza del bersaglio, presenza del collimatore), la potenza termica specifica che va a colpire il bersaglio risulta essere inferiore, pari circa a 124 W/cm². Per garantire l'integrità di tutti i suoi componenti soggetti ad alte temperature di esercizio, questa lampada necessita di un adeguato sistema di raffreddamento. La regolazione della potenza del fascio di luce viene effettuata grazie ad un alimentatore in dotazione, che regola la tensione data in ingresso alla lampada: da specifica, la tensione massima raggiungibile atta a garantire 500 ore di vita della lampada è di 100V; tuttavia, per brevi periodi, la si può utilizzare con voltaggi superiori (fino a 120 V) per aumentare alla potenza termica in ingresso. La potenza termica dichiarata emessa dalla lampada a 100V è di 1 kW $\pm$ 10%. È necessario porre particolare attenzione durante la fase di regolazione del voltaggio, in particolare è consigliato procedere gradualmente, per non causare degli sbalzi termici troppo elevati ai componenti del sistema. All'aumentare della distanza del bersaglio, parte del calore generato viene dissipato nell'ambiente a temperatura minore. Inoltre, mantenendo costante la distanza fra la sorgente ed il bersaglio, l'intensità del fascio non è uniformemente distribuita all'interno dello spot luminoso, ma si ha un profilo della distribuzione della potenza termica specifica di tipo gaussiano: l'intensità massima è concentrata al centro dello spot e va via via diminuendo fino ad annullarsi alle estremità.

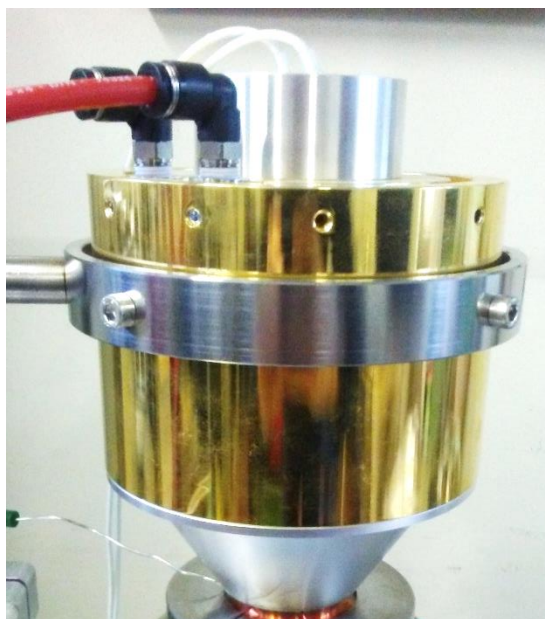


Figura 3.7: La sorgente termica: lampada alogena HSH-4 100V-1000W della Inflight Industrial.LtdTM.

- 2) Un chiller di raffreddamento, modello H50/H150 (LW500) della Labtech™, che ha il compito di sottrarre calore al fluido refrigerante del circuito, nel nostro caso acqua, sfruttando la compressione e l'espansione di gas frigorigeni. Il chiller, quindi, raffredda il fluido che scorre all'interno del dissipatore, che a sua volta ha il compito di sottrarre dal dissipatore la potenza termica emessa dalla lampada. La temperatura del fluido refrigerante può essere impostata dall'utente variando all'interno del range $[-5^{\circ}\text{C} - +35^{\circ}\text{C}]$. Una volta impostato un determinato livello termico desiderato, il sistema è in grado di mantenere, mediante controeazioni interne di tipo PID, l'oscillazione della temperatura in uscita dell'acqua all'interno di un'incertezza, dichiarata da scheda tecnica, pari a $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$. La capacità di asportazione di calore da parte del chiller è limitata, pari a 0.5 kW. Qualora essa venga superata, il chiller non sarà più in grado di mantenere costante la temperatura del fluido refrigerante, che andrà dunque aumentando. Il chiller è collegato al dissipatore attraverso un circuito chiuso, realizzato con condotti in materiale polimerico di diametro interno pari a 6 mm. Il vantaggio di adottare un sistema di refrigerazione a circuito chiuso è di vitale importanza nella configurazione finale della stazione target di potenza: infatti, all'interno del bunker, in prossimità della stazione target, è possibile che vi siano delle contaminazioni del fluido stesso. Un sistema a circuito aperto potrebbe portare ad una possibile dispersione di fluido radioattivo nell'ambiente, contrariamente ad uno a circuito chiuso, in cui il fluido è relegato all'interno di un determinato spazio dal quale non può fuoriuscire.



Figura 3.8: Chiller di raffreddamento Labtech H50/H150.

- 3) Prototipi di dissipatore di calore: sono i dispositivi testati che, grazie alle loro proprietà fisiche e geometriche, permettono di rimuovere il flusso termico, depositato sulla sua superficie superiore, trasferendolo al fluido refrigerante. Durante l'inserimento nell'apposito supporto, descritto al punto 5), è importante fare attenzione a non danneggiare il dissipatore ed assicurarsi che l'ingresso e l'uscita per il fluido siano orientati correttamente verso i canali del circuito di refrigerazione.

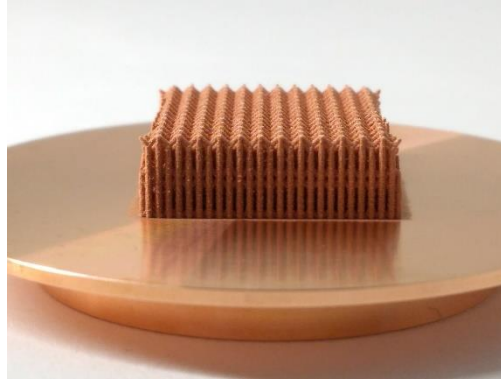


Figura 3.9: Uno dei prototipi di dissipatore di calore testati.

In ciascun dissipatore in esame, sono stati realizzati due fori nella parte cilindrica superiore, posti rispettivamente ad 1 mm e a 4 mm dalla superficie superiore e ad essa paralleli, di raggio 0.5 mm, profondi 18 mm, per permettere l'alloggiamento delle termocoppie.

- 4) Sistema di supporto del dissipatore: è un sistema flangiato che mantiene il dissipatore in posizione corretta ed è costituito da due flange in acciaio. Il dissipatore è interposto tra esse e fissato con l'ausilio di 6 viti. Sulla superficie inferiore della flangia, sono saldati due condotti, uno di ingresso e uno di uscita, che convogliano rispettivamente il fluido refrigerante attraverso il dissipatore. A questi due condotti metallici è poi connesso il circuito di refrigerazione. Per evitare trafileamenti di fluido refrigerante nell'intercapedine tra le flange, è stato collocato un anello (o-ring) di tenuta, che va posizionato in un'apposita sede ricavata nella flangia.

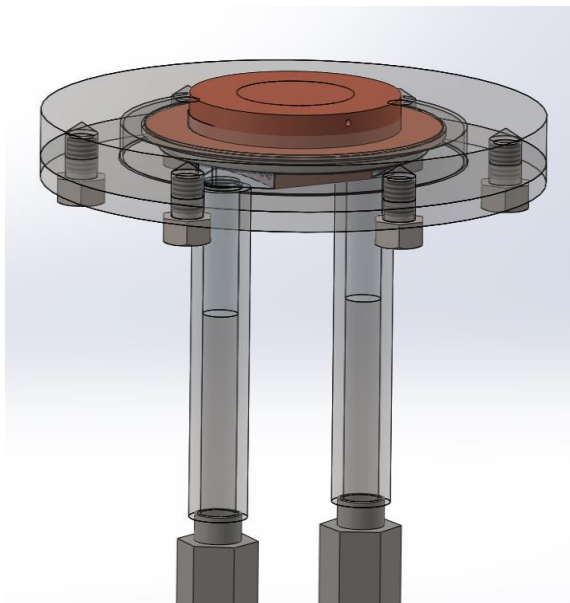


Figura 3.10: Sistema di bloccaggio del dissipatore di calore tramite flange.

- 5) Sistema di isolamento del supporto del dissipatore: è composto da un cilindro inferiore e da un coperchio forato superiore, realizzati in teflon ad alta densità (PTFE) e da un anello in acciaio coassiale al coperchio e posto sulla sua superficie superiore. Questo sistema permette di isolare termicamente il dissipatore e la flangia, in maniera tale da annullare (o limitare drasticamente) gli scambi termici con l'ambiente esterno. Questa struttura è orientabile nello spazio e viene posizionata in modo tale che la superficie superiore del dissipatore sia perfettamente coassiale e centrata con lo spot luminoso prodotto dalla lampada. Ciò grazie ad un anello metallico circolare di centraggio che va ad inserirsi, anch'esso coassialmente, al collimatore. Per garantire l'integrità strutturale del sistema di isolamento, l'anello è stato realizzato in acciaio poiché è posto a contatto con il collimatore in lega di alluminio, che può raggiungere temperature anche superiori ai 200°C; il contatto fisico fra la superficie esterna del collimatore e l'anello metallico avviene lungo una linea, per cui il passaggio di calore per conduzione è estremamente ridotto. Nella parte inferiore del coperchio del sistema di isolamento in teflon, inoltre, sono state realizzate delle apposite cave per permettere l'alloggiamento delle termocoppie.

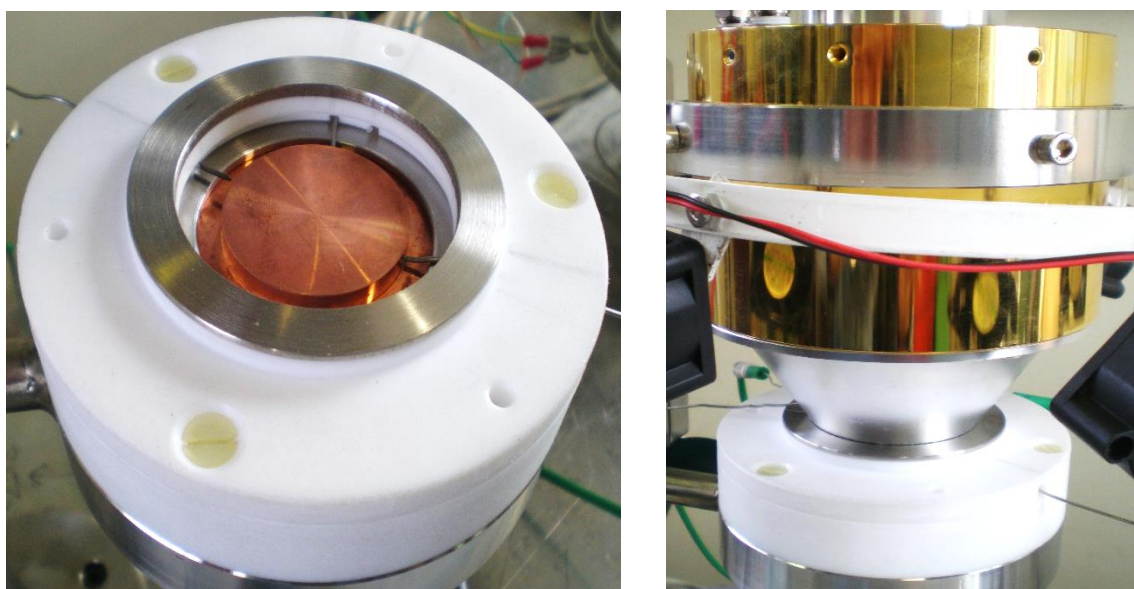


Figura 3.11: Sistema di isolamento termico del dissipatore, realizzato in teflon, utile anche per il centraggio del dissipatore sotto alla lampada.

- 6) Cinque termocoppie, utili a misurare: le temperature all'interno del dissipatore, rispettivamente ad una profondità (i) di 1 mm (temperatura di testa T_1) e di (ii) 4 mm (temperatura di fondo T_2) dalla superficie superiore del dissipatore, lungo il suo asse principale, (iii) la temperatura della superficie laterale del dissipatore, (iv) la temperatura della superficie esterna collimatore e (v) la temperatura ambientale T_{amb} . Le termocoppie utilizzate sono di tipo K, di classe 1, con campo di misura che va da -40°C a 1200°C. L'incertezza dichiarata dalla scheda tecnica è pari a $\pm 1.5^\circ\text{C}$ per temperature comprese fra -40°C e 375 °C, mentre per temperature superiori l'incertezza corrisponde allo 0.4 % della misura. Le termocoppie effettuano una misura di temperatura più rapida rispetto alle termoresistenze e sono particolarmente adatte per la misura di temperature nei punti interni del dissipatore, grazie alle loro esigue dimensioni; grazie alla loro ridotta capacità termica, non viene alterato il campo termico del dissipatore.

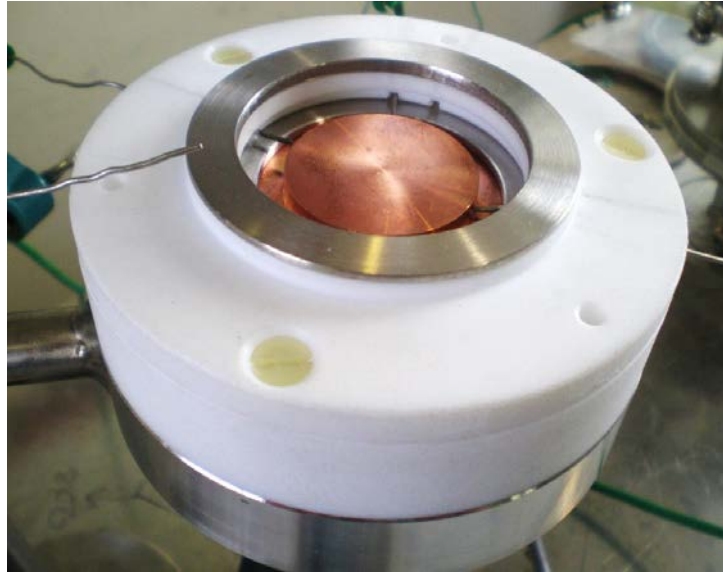


Figura 3.12: Termocoppie tipo K, inserite all'interno del sistema di isolamento in teflon e all'interno del dissipatore di calore.

- 7) Due termoresistenze, sensori di temperatura che sfruttano la variazione di resistività di alcuni materiali al variare della temperatura, utili a misurare la temperatura del fluido refrigerante in ingresso e in uscita dallo scambiatore di calore. Le termoresistenze utilizzate sono del tipo RS P55/50/PT100(CLA/304L/3LC86A02/1500). Il loro campo di misura è compreso fra -20°C e 100°C ; l'incertezza associata a 0°C è pari a $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$, mentre a 100°C risulta essere di $\pm 0.35^{\circ}\text{C}$. Si è optato per l'utilizzo di due termoresistenze per la misura della temperatura del fluido poiché forniscono una misura più precisa alle temperature prossime agli zero gradi centigradi rispetto alle termocoppie; non sono altrettanto rapide nella rilevazione della misura, ma poiché la temperatura del fluido refrigerante non subisce brusche variazioni durante la prova, esse risultano essere appropriate. Sono state inserite sezionando i condotti di ingresso e di uscita del fluido refrigerante ed interponendo un giunto di raccordo.



Figura 3.13: Termoresistenze RS P55/50/PT100, utilizzate per la misura della temperatura del fluido refrigerante.

- 8) Un flussimetro, che misura la portata volumetrica [l/s] dell'acqua di refrigerazione nel circuito, necessaria a dissipare la potenza termica prodotta dalla lampada durante l'esperimento. Il flussimetro utilizzato è un Burkert Type 8081, con campo di misura della portata compreso tra 0.06 l/min e 200

l/min. L'accuratezza dichiarata dalla scheda tecnica è pari a: $\pm (0.01\% \text{ della scala intera di misura} + 2\% \text{ del valore misurato})$.



Figura 3.14: Flussimetro Burkert Type 8081 utilizzato per la misura della portata del fluido refrigerante.

- 9) Un sistema di acquisizione digitale dei dati DAQ (Data Acquisition System) della AGILENT™, modello 34970SDA, che comprende uno strumento per la rilevazione dei segnali prodotti dai precedenti strumenti di misura ed da un software per la visualizzazione dei dati raccolti.



Figure 4.15: Sistema di acquisizione digitale dei dati (DAQ) AGILENT, modello 34970DA.

Il software utilizzato per l'acquisizione, visualizzazione e memorizzazione dei dati è stato realizzato in Labview. L'interfaccia grafica è stata appositamente progettata per visualizzare in tre schermate l'andamento nel tempo dei parametri di interesse, quali:

- Le temperature registrate dalle termocoppie nei vari punti del sistema: in testa ed in fondo al dissipatore, sulla superficie laterale dello stesso, sulla superficie esterna del collimatore ed, infine, la temperatura ambientale;
- Le temperature registrate dalle termoresistenze: temperatura di ingresso e di uscita dell'acqua dal sistema di supporto del dissipatore;
- Le pressioni registrate dai manometri: pressione assoluta e pressione relativa del fluido refrigerante;
- La portata volumetrica del fluido refrigerante misurata dal flussimetro.
-

10) UNITÀ DI ACQUISIZIONE DELLE PRESSIONI

Quest'unità è composta da sensori che misurano le pressioni nelle posizioni di interesse del circuito e da un sistema di visualizzazione delle stesse; in particolare è possibile valutare la pressione assoluta del fluido refrigerante all'ingresso del condotto del sistema di supporto del dissipatore (che fornisce un'indicazione circa le perdite di carico continue lungo la linea che va dal chiller al sistema di supporto dei provini) e la pressione relativa del fluido fra ingresso e uscita dello stesso (sostanzialmente coincidente con le perdite di carico localizzate che ciascun dissipatore introduce).



Figura 3.16: Unità di visualizzazione delle pressioni del fluido refrigerante.

11) SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO DEL COLLIMATORE

Un sistema composto da 5 ventole di raffreddamento convoglia l'aria a temperatura ambiente contro la superficie esterna del collimatore per limitarne il livello termico a valori non superiori ai 200°C, con la temperatura ambiente intorno a 15°C. In tali condizioni, una serie di misure comparate ha permesso di verificare una diminuzione della temperatura del collimatore di circa 60 °C grazie allo scambio termico in convezione forzata operato dalle ventole. Tali ventole sono orientate leggermente verso l'alto, in modo da ottimizzare il moto convettivo del flusso di aria calda.

Per far sì che la temperatura del dissipatore, che si trova a ridosso dell'estremità inferiore del collimatore, non venga influenzata dal raffreddamento delle ventole, è stato deciso di azionare le ventole prima dell'inizio di ogni prova sperimentale, prima dell'operazione di taratura. Numerosi test hanno infatti dimostrato che, accendendo le ventole durante la prova, la temperatura di testa si abbassa di circa mezzo grado; questo avviene perché, raffreddando il collimatore, si elimina una sorgente termica aggiuntiva oltre al fascio di luce prodotto dalla lampada. Per questo, durante tutti i test, si è deciso di accendere le ventole di raffreddamento fin dall'inizio, prima della taratura della strumentazione, in maniera tale da poter eliminare a priori quest'effetto sistematico.

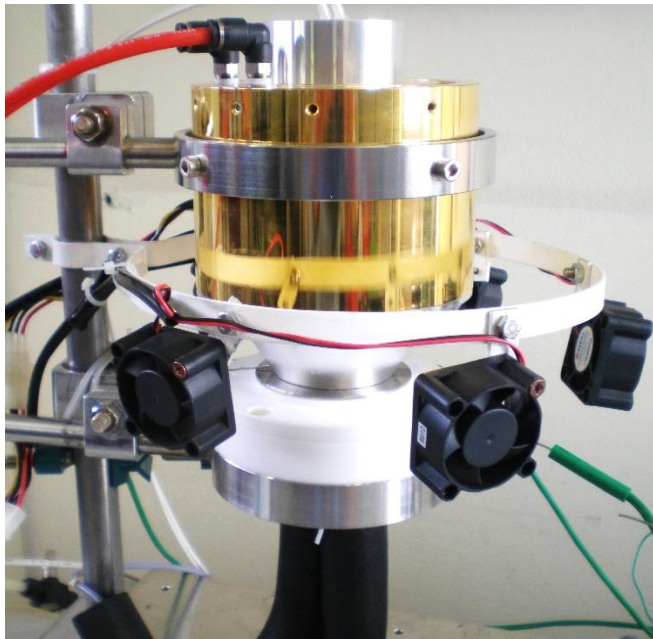


Figura 3.17: Il dispositivo di raffreddamento del collimatore di luce, mediante un sistema di ventole.

3.3 - PROCEDURA SPERIMENTALE

La procedura sperimentale è stata studiata ed affinata col passare del tempo, per favorire una raccolta dati il più possibile accurata. Le operazioni che devono essere eseguite sono semplici, ma numerose; è stato importante quindi procedere con attenzione seguendo, una per una, le fasi previste della procedura sperimentale e rispettando il loro ordine sequenziale.

FASE PRELIMINARE: DEFINIZIONE DELLE CONDIZIONI SPERIMENTALI

Prima di svolgere un qualsiasi tipo di esperimento, è necessario individuare quali siano le grandezze fisiche da determinare e, soprattutto, se sia possibile farlo in maniera corretta; in particolar modo, devono essere valutati costi e tempi di esecuzione dell'esperimento. Successivamente viene redatta una prima bozza dell'esperimento, alla quale possono essere apportate eventuali modifiche; dopo un'attenta revisione degli obiettivi e della bozza sviluppata, viene valutata la fattibilità dell'esperimento.

Nel caso in esame, non essendo ancora disponibile la stazione target all'interno del bunker, si è optato per riprodurre i test, in scala ridotta, in laboratorio. Il problema principale è stato quello di riprodurre in laboratorio condizioni simili a quelle che si manifestano durante l'irraggiamento dei bersagli all'interno del bunker. Si è optato per la scelta di una lampada a infrarossi per simulare il flusso di calore emesso durante la reazione, di un circuito chiuso per il sistema di raffreddamento e di differenti prototipi di dissipatori, geometricamente simili, sebbene scalati in grandezza, rispetto a quelli che verranno effettivamente utilizzati all'interno della stazione target. La fattibilità dell'esperimento è stata valutata in maniera positiva dal gruppo LARAMED e si è optato, quindi, per l'acquisto di tutta la strumentazione necessaria, in base ai costi previsti ed al budget disponibile.

Di seguito vengono descritte le fasi dell'esperimento:

FASE 1: CONTROLLO STRUMENTAZIONE

La prima operazione è quella di verificare che tutti i dispositivi dell'apparato sperimentale, descritto precedentemente, siano presenti e funzionanti. Successivamente occorre controllare lo stato di conservazione

di tutti i componenti, assicurandosi che non vi sia la presenza di eventuali danni o difetti nella strumentazione di acquisizione dati, nei cablaggi, ecc. E' bene assicurarsi anche della corretta pulizia della strumentazione; in particolare è opportuno controllare che i micro-canali dei provini dissipatori siano liberi e non ostruiti; qualora così non fosse, è necessario procedere ad una pulizia dei micro-canali tramite aria compressa. Anche i dispositivi che devono essere accoppiati, come le flange e i sistemi di isolamento, è opportuno che abbiano le superfici di contatto pulite, onde evitare accoppiamenti mal eseguiti e conseguenti trafilamenti di fluido.

FASE 2: MONTAGGIO STRUMENTAZIONE

Ancor prima di accendere il quadro elettrico generale, si procede con il montaggio di tutta la strumentazione necessaria per l'esecuzione dell'esperimento.

a) INSERIMENTO DEL DISSIPATORE NELLA FLANGIA DI SUPPORTO

Come prima operazione, viene inserito il prototipo del dissipatore in rame puro nell'apposita sede ricavata all'interno del sistema di supporto. Esso va inserito facendo in modo che la direzione assiale dei micro-canali sia orientata verso le aperture dei condotti all'interno dei quali scorre il fluido refrigerante. L'orientazione del dissipatore non è quindi univoca; l'importante è che le sezioni di ingresso e di uscita dei micro-canali siano in corrispondenza dei condotti di ingresso e di uscita del fluido refrigerante. In caso contrario, il fluido non riuscirebbe ad entrare nei micro-canali ed andrebbe a fuoriuscire dalla flangia. Altro stratagemma che ci aiuta a capire se il dissipatore è posizionato correttamente, è quello di controllare la posizione dei lati concavi della struttura. Infatti, per migliorare l'efficienza di ingresso e di uscita della portata di fluido, sono state realizzate due leggere curvature sulla faccia di ingresso e di uscita dei micro-canali, che fungono da invito per l'ingresso del fluido. Queste facce con una leggera curvatura andranno orientate verso i condotti della flangia nei quali scorre il fluido refrigerante.

b) INSERIMENTO DELLA TERMOCOPPIA (T_2)

Viene inserita la termocoppia per sondare la temperatura (T_2) a 4 mm dalla superficie superiore del dissipatore. Prima di compiere questa operazione, si fa passare la termocoppia attraverso il coperchio della flangia e la si unge con della pasta termica, per favorire il contatto termico con le pareti della cava del prototipo; successivamente si fa penetrare la termocoppia nell'apposito foro del dissipatore, aiutandosi con una pinzetta, fino a fine corsa, per un tratto lungo circa 18 mm. Durante l'inserimento, bisogna prestare attenzione a non deformare il sostegno della termocoppia.

c) FISSAGGIO DEL DISSIPATORE SU FLANGIA

Una volta inserito il dissipatore, si procede con la flangiatura dello stesso. Viene inserita, sopra il provino, la flangia superiore (coperchio), che blocca lo stesso. Durante quest'operazione, è necessario prestare attenzione a non danneggiare la termocoppia precedentemente inserita. Il coperchio viene poi fissato alla flangia inferiore tramite 6 viti serrate seguendo un percorso circolare: si comincia avvitando una vite e successivamente si procede con il fissaggio delle altre procedendo in senso orario o antiorario. Si prosegue con il fissaggio per gradi, aumentando la coppia di serraggio delle viti volta per volta. Al contrario, durante la fase di rimozione del coperchio, le viti verranno allentate procedendo con un percorso a X: vengono cioè allentate in successione le viti diametralmente opposte della flangia. Per eseguire quest'operazione, ci si può aiutare utilizzando un apposito distanziale per tenere separata la parte inferiore del sistema di coibentazione.

d) INSERIMENTO DELLA TERMOCOPPIA T_1 (TEMPERATURA TESTA DEL DISSIPATORE)

Viene inserita la termocoppia con la relativa pasta termica, utile per sondare la temperatura (T_1) a 1 mm dalla superficie superiore. Anche questa deve essere inserita fino a fine corsa, per un tratto lungo circa 20 mm all'interno del dissipatore. Durante l'inserimento, bisogna prestare attenzione a non deformare il filo metallico della termocoppia.

e) FISSAGGIO DEL DISSIPATORE NEL SISTEMA DI COIBENTAZIONE

Successivamente si procede con il posizionamento del dissipatore flangiato all'interno dell'apposita sede del sistema di coibentazione, facendo attenzione a non danneggiare i condotti quando vengono inseriti negli appositi fori. Successivamente viene posizionato il coperchio del sistema di isolamento sopra il sistema flangiato, facendo in modo che le termocoppie vadano ad inserirsi nelle apposite cave ricavate nel coperchio in teflon. Infine, il sistema è posizionato sul supporto sotto la lampada e bloccato con 3 viti di plastica.

f) COLLEGAMENTO DEI CONDOTTI DEL SISTEMA DI REFRIGERAZIONE

Una volta fissato il dissipatore, vengono collegati i condotti del circuito di refrigerazione negli appositi alloggiamenti della parte inferiore della flangia. Per evitare scambi termici con l'ambiente i condotti sono ricoperti con apposite guaine isolanti in elastomero estruso espanso, dello spessore di 10 mm. I condotti non vengono interamente isolati, ma solo nel tratto di interesse, dove sono presenti gli strumenti di rilevamento delle temperature.

g) POSIZIONAMENTO DEL SISTEMA SOTTO LA LAMPADA

Una volta completate le precedenti procedure, viene posizionato il sistema sotto la lampada. Il coperchio del sistema di coibentazione presenta nella parte superiore un anello metallico; esso deve essere posizionato coassialmente a contatto con la parte inferiore del collimatore della lampada. In questo modo viene effettuato il centraggio del dissipatore con la lampada e l'isolamento dello stesso dall'ambiente esterno. Mantenendo il sistema in questa posizione, viene serrata la vite di sostegno ed esso risulterà così bloccato e centrato rispetto alla lampada. Questo passaggio è molto importante durante la fase di montaggio. È opportuno posizionare la flangia di supporto dello scambiatore nella posizione corretta, esattamente coassiale al fascio di luce: qualora ciò non avvenisse, il fascio di luce tenderebbe a riscaldare, oltre al dissipatore, anche parte della flangia, di materiale metallico. Quest'ultima scambierebbe calore per convezione forzata con il fluido refrigerante nella parte dei condotti, alterando quindi tutti i risultati.

FASE 3: AVVIO DELLA PROVA SPERIMENTALE

a) ACCENSIONE DEL SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI E DEL SOFTWARE LABVIEW

Si avvia il sistema di acquisizione dati Labview, grazie al quale vengono rappresentate le grandezze di interesse rilevate.

b) VERIFICA PRESENZA DI PERDITE NEL SISTEMA DI REFRIGERAZIONE

Avviato il chiller si verifica preliminarmente che non vi siano perdite nel circuito chiuso di refrigerazione e, soprattutto, che il prototipo dissipatore sia montato nella posizione corretta. Successivamente il chiller viene mantenuto acceso, pre-settando una specifica temperatura (14°C) dell'acqua di refrigerazione, in maniera tale che il sistema raggiunga le condizioni di equilibrio termico. Diminuendo la temperatura del fluido refrigerante, aumenta il salto termico ΔT tra le temperature misurate T1 e T2 del dissipatore. Poiché esse sono rilevate in due punti molto vicini, a circa a 3 mm di distanza l'una dall'altra, è possibile che le incertezze associate alle misure di temperatura siano addirittura maggiori della differenza ΔT . Questa è la ragione per cui inizialmente si è preferito impostare la temperatura del chiller di raffreddamento più bassa possibile (8 °C), giungendo così a valori di ΔT prossimi a ~ 1 °C. Tuttavia in queste condizioni, se la temperatura ambientale è sostanzialmente più elevata, si innesca il fenomeno della condensazione del vapore acqueo naturalmente presente nell'aria, con conseguente cessione del calore latente di condensazione sulla superficie dei condotti. Questo fenomeno comporta un aumento della potenza dissipata non imputabile allo scambiatore di calore. Per tale ragione si è preferito dunque operare in condizioni tali che la differenza di temperatura, fra ambiente esterno e quella fissata per l'acqua di raffreddamento del chiller, non fosse sostanzialmente diversa.

Dopo queste considerazioni, alla fine si è deciso di impostare la temperatura dell'acqua in uscita dal chiller a 14°C, essendosi tutte le prove sperimentali in programma svolte durante i mesi invernali, con una temperatura ambientale media all'incirca pari a 14°C e senza accendere i servizi di riscaldamento del laboratorio.

c) ACCENSIONE DELL'ALIMENTATORE DELLA LAMPADA E DEL FLUSSIMETRO

Una volta collegati alla rete elettrica gli alimentatori, si verifica dapprima che la misura della portata volumetrica del fluido refrigerante misurata dal flussimetro venga effettivamente rilevata, monitorando i valori acquisiti in Labview. Successivamente vengono accese le n.5 ventole di raffreddamento del collimatore; si procede quindi con l'accensione dell'alimentatore della lampada ad infrarossi iniziando ad aumentare la sua tensione con gradualità, ruotando il selettore. Data la sua elevata sensibilità, è opportuno prestare molta cautela durante la fase di regolazione della tensione.

d) TARATURA DELLA STRUMENTAZIONE

Le misurazioni di temperatura e di portata non sono costanti fra una sessione di misura e l'altra; per tale motivo è stata sempre effettuata preliminarmente, prima di ogni run, un'operazione di *taratura dinamica* degli strumenti. Ciò, in maniera tale che la condizione iniziale per il flussimetro fosse sempre coincidente con una portata nulla e che la temperatura iniziale delle termocoppie e termoresistenze fosse coincidente con quella impostata sul chiller di raffreddamento, scelta uguale a quella ambientale. Le effettive temperature registrate, per il dissipatore e per il fluido refrigerante, sono la risultante della sovrapposizione degli effetti dovuti, sia (in misura decisamente piccola) alla frazione di calore che viene dispersa nell'ambiente, sia (prevalentemente) all'effetto d'inerzia termica dell'impianto, fortemente dipendente dal sistema di auto regolazione PID del chiller. Questa è la ragione per cui le rilevazioni delle temperature non avranno un profilo stabile, ma l'andamento sarà caratterizzato da un periodo di oscillazione: la misurazione della temperatura è, quindi, una operazione di tipo dinamico. Al fine di controllare e compensare per quanto possibile queste oscillazioni, durante l'operazione di taratura della strumentazione, è necessario quindi capire quali siano i disturbi interferenti per poterli eliminare; in particolare, verrà dapprima visualizzato il rumore elettrico di fondo, verrà calcolato e

successivamente sottratto, al fine di avere delle misure indipendenti e non affette da questo errore sistematico.

Viene effettuata una prima raccolta di dati preliminare, utile a verificare se la corretta taratura della strumentazione porta a dei risultati fisicamente corretti. Viene inoltre valutata l'incertezza di queste misure preliminari, per verificare se corrisponde con quella del modello ipotizzato nella fase preliminare. Per le operazioni di taratura è stata impostata sia la temperatura del chiller di raffreddamento, sia delle termocoppie n°1 e n°2 e delle due termoresistenze a 14°C, pari alla temperatura ambiente.

e) AVVIO DELLA PROVA SPERIMENTALE

Durante tutte le fasi di test si è deciso di procedere incrementando, in modo graduale per step prefissati, la tensione di alimentazione della lampada ad infrarossi e quindi della potenza termica emessa, principalmente per valutare eventuali ed ulteriori disturbi non previsti precedentemente. In particolare, data l'impossibilità di isolare completamente il sistema dall'ambiente esterno, si è deciso di iniziare i rilevamenti in condizioni di equilibrio termico fra il dissipatore e l'ambiente esterno, ovvero quando la temperatura superficiale media del dissipatore è uguale a quella ambientale. Per il bilancio termico del sistema, essendo in queste condizioni al contorno sostanzialmente nulli gli scambi per convezione con l'ambiente esterno, la potenza termica entrante nel sistema dovrà essere uguale alla potenza termica dissipata dal fluido refrigerante attraverso lo scambiatore. Ciò premesso, a questo punto si può procedere con la vera e propria misura. Si attende che i parametri del sistema (temperature, portate e potenze) raggiungano un regime stazionario e si può quindi avviare la procedura per l'acquisizione ed il calcolo delle grandezze di interesse. La sezione efficace delle linee di flusso termico, viene calcolata successivamente secondo il modello teorico sviluppato (scambio per convezione naturale con l'ambiente esterno nulla) e preimpostato all'interno di Labview.

f) ACQUISIZIONE DATI

Una volta individuata la condizione di equilibrio del sistema, per la quale la potenza scambiata con l'ambiente esterno è nulla, si parte con la procedura individuata, aumentando gradualmente la tensione di alimentazione della lampada per aumentare la potenza termica entrante nel dissipatore. Si procede per step incrementali prefissati: fino alla soglia dei 30 V con variazioni di 5 V, successivamente si effettuano incrementi di tensione di 3 V, fino a quando il collimatore di alluminio non raggiunge una temperatura limite di sicurezza di 200°C misurata dal sensore (termocoppia) dedicato.

Il passaggio da una determinata tensione alla successiva viene eseguito quando la potenza entrante e quella dissipata dallo scambiatore si stabilizzano, ovvero raggiungono una condizione di regime stazionario; ciò è necessario poiché questi due sono i due parametri principali che permettono di fare il confronto circa le efficienze fra le differenti tipologie di dissipatore esaminati. Tipicamente è necessario attendere un intervallo di tempo pari a circa 10 minuti tra un aumento di tensione e l'altro. I valori di tali potenze vengono inoltre utilizzati come dati di input delle simulazioni, per cui è necessario che siano valori certi, stabili, ripetibili, e non acquisiti durante una fase transitoria.

Ad ogni tensione sopracitata, viene rilevata una serie di misure utili per il calcolo della potenza dissipata dallo scambiatore e per il calcolo della potenza termica entrante. Le grandezze acquisite sono:

- i. Temperatura T_1 : temperatura acquisita dalla termocoppia posta ad 1 mm di distanza dalla superficie superiore, nella zona centrale (lungo l'asse principale) della testa del dissipatore.

- ii. Temperatura T_2 : temperatura acquisita dalla termocoppia posta a 4 mm di distanza dalla superficie superiore, nella zona centrale (lungo l'asse principale) del fondo del dissipatore.
- iii. Temperatura T_{sup} : temperatura acquisita dalla termocoppia posta a contatto con la superficie laterale cilindrica esterna del dissipatore. Questa temperatura viene acquisita ad una altezza media della parte cilindrica superiore del dissipatore, su un piano mediano fra il condotto di ingresso e quello di uscita del fluido refrigerante; permette quindi una misura del livello termico medio rappresentativo della superficie totale del dissipatore.
- iv. Temperatura T_{amb} : temperatura acquisita da una termocoppia posta nelle vicinanze del dissipatore che riproduce le condizioni ambientali nelle quali sta avvenendo l'esperimento.

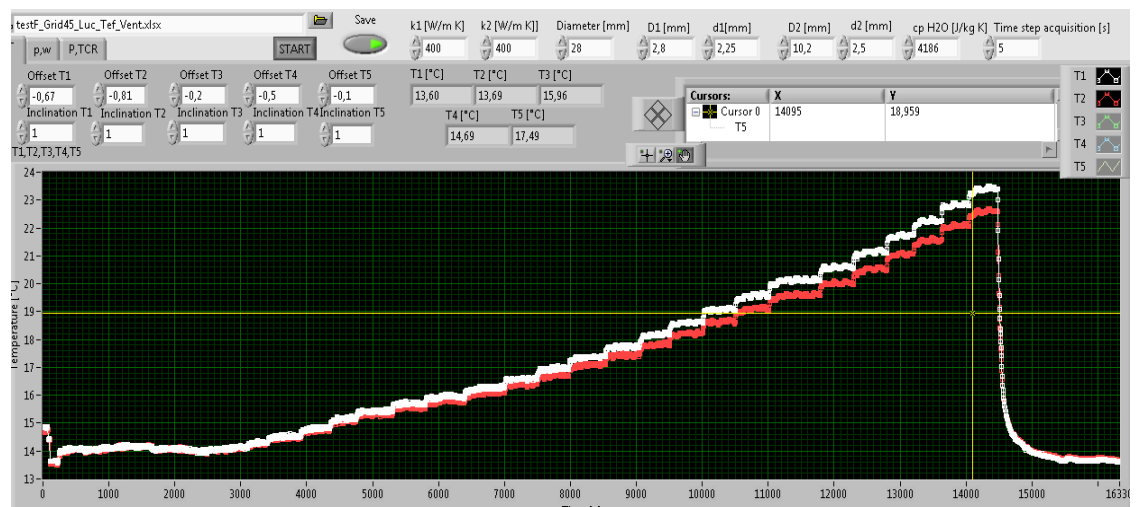


Figura 3.18: Interfaccia grafica del software di acquisizione dati LABVIEW sviluppato per la visualizzazione (e memorizzazione in tempo reale) dei parametri di interesse. Nel caso specifico riprodotto in figura, le temperature di testa e del fondo del dissipatore di calore.

- v. Temperatura $T_{in,water}$: temperatura del fluido refrigerante acquisita da una termoresistenza, posta all'interno del condotto di ingresso del sistema di supporto e test dei provini di dissipatore; rileva la temperatura dell'acqua in prossimità dell'ingresso del dissipatore.
- vi. Temperatura $T_{out,water}$: temperatura del fluido refrigerante acquisita da una termoresistenza posta all'interno del condotto di uscita del sistema di supporto e test dei provini di dissipatore; rileva la temperatura dell'acqua in prossimità dell'uscita del dissipatore.

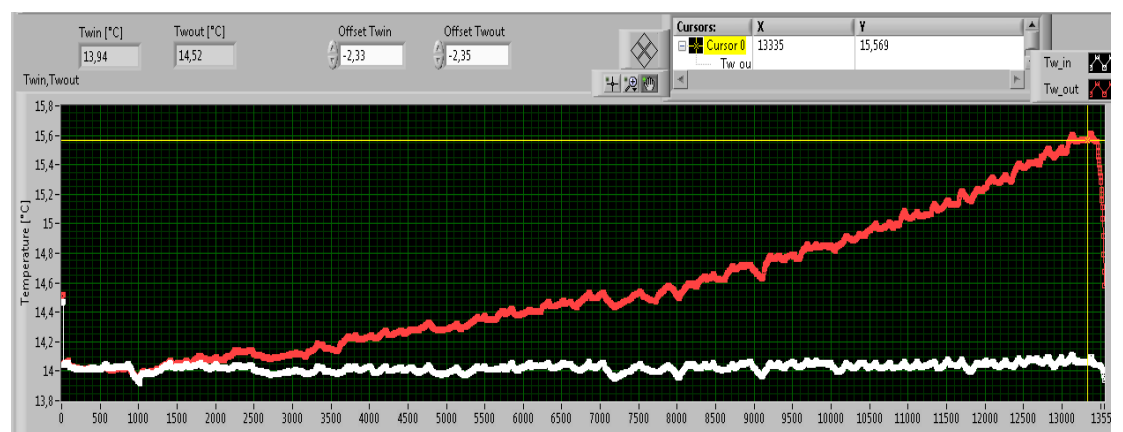


Figura 3.19: Interfaccia grafica del software LABVIEW per la visualizzazione in tempo reale dei parametri di interesse, nel caso specifico le temperature di ingresso e di uscita del fluido refrigerante.

- vii. Portata di refrigerazione, $\dot{m}_{ing}$: portata volumetrica del fluido refrigerante misurata dal flussimetro in l/min.
- viii. Pressione assoluta p_{ass} : pressione dinamica del fluido refrigerante, rilevata in ingresso al sistema di supporto e test a monte del dissipatore, misurata in bar.
- ix. Pressione relativa p_{rel} : pressione dinamica relativa, calcolata come differenza tra la pressione in ingresso e la pressione di uscita del fluido refrigerante dal sistema di supporto e test del dissipatore, misurata in bar.

Le grandezze derivate, ovvero quelle ricavabili dalle grandezze misurate sopra descritte, calcolate e rappresentate graficamente tramite LABVIEW, sono:

- x. $\dot{Q}_{in}$: flusso di calore entrante dalla superficie superiore del dissipatore, ricavato dalla legge di Fourier:

$$\dot{Q}_{in} = \frac{\lambda A_{eff} (T_1 - T_2)}{d}$$

Dove T_1 e T_2 sono le temperature precedentemente indicate e misurate direttamente, d è la distanza fra i punti di misura di T_1 e T_2 pari a 3 mm, λ è la conducibilità termica del rame puro pari a 400 W/mK, A_{eff} è la sezione di passaggio del flusso di calore e viene calcolata imponendo l'equilibrio fra potenza termica entrante e quella dissipata uscente.

- xi. $\dot{Q}_{diss}$: Flusso di calore dissipato nello scambiatore dal fluido refrigerante. Questa grandezza viene ricavata dalla seguente equazione di bilancio di scambio termico:

$$\dot{Q}_{diss} = \dot{m} c_{pw} (T_{w out} - T_{w in})$$

Dove $T_{w,in}$ e $T_{w,out}$ sono le temperature di ingresso e uscita dell'acqua e sono misurate direttamente, c_{pw} è il calore specifico a pressione costante dell'acqua, pari a 4186 J/kgK, e $\dot{m}$ è la portata massica di fluido refrigerante.

FASE 4: FINE PROVA SPERIMENTALE

a) SPEGNIMENTO DELLA LAMPADA

Durante questa fase, si abbassa la tensione del voltmetro che regola la potenza della lampada, passando dai 100V alla tensione alla quale era stato calcolato l'equilibrio termico iniziale. Si attende che il sistema si stabilizzi e si verifica che le condizioni di fine prova siano uguali alle condizioni iniziali. In tal caso la prova può considerarsi, da un primo punto di vista, accettabile ai fini della determinazione delle caratteristiche di efficienza dei dissipatori, poiché significa che non sono variate le condizioni al contorno iniziali durante la prova. Una volta atteso che la lampada si raffreddi e raggiunga la temperatura ambiente, si toglie l'alimentazione elettrica.

b) SPEGNIMENTO DELLA STRUMENTAZIONE PER L'ACQUISIZIONE DATI

Vengono spenti e disconnessi dalla rete elettrica il sistema digitale di acquisizione dati, il calcolatore, ed il voltmetro del flussimetro.

c) SPEGNIMENTO DEL CHILLER DI RAFFREDDAMENTO

Dopo circa 10 minuti, viene spento il chiller di raffreddamento del fluido refrigerante, quando tutto il sistema si è raffreddato e la temperatura si è stabilizzata; infine viene anch'esso disconnesso dalla rete elettrica.

d) SOSTITUZIONE DEL DISSIPATORE

Per cambiare prototipo, date le differenti configurazioni geometriche a disposizione, è necessario seguire a ritroso il processo di montaggio dello stesso sopra descritto, facendo attenzione a non danneggiare le termocoppie durante la loro rimozione. Prima di riporre il prototipo nell'apposito contenitore, è buona norma asciugarlo e pulirlo da eventuali impurità trasportate dall'acqua con l'utilizzo di aria compressa. In questo modo si evita non solo l'ostruzione dei canali di passaggio del fluido refrigerante, ma anche la formazione di ossido sulla superficie stessa del dissipatore.

È di fondamentale importanza il fatto che ogni esperienza effettuata debba essere ripetibile e dai risultati riproducibili. Affinché una misura possa considerarsi *ripetibile*, deve manifestarsi un grado di concordanza tra i risultati di successive misurazioni compiute dallo stesso operatore, rispettando le seguenti condizioni: stesso strumento di misura, stessa procedura sperimentale, stessa ubicazione, stesse condizioni di utilizzo e ripetizione in un breve periodo di tempo. La ripetibilità può essere espressa quantitativamente in termini di dispersione dei risultati. Affinché le misure possano considerarsi *riproducibili*, deve manifestarsi anche un grado di concordanza tra i risultati di misurazioni degli stessi misurandi quando le singole misurazioni sono condotte cambiando lo strumento di misura, l'osservatore, la procedura sperimentale, l'ubicazione, le condizioni di utilizzo e il periodo in cui viene eseguita la misurazione.

CAPITOLO IV – SIMULAZIONI ANSYS-FLUENT

In questo capitolo viene illustrato il lavoro di benchmark svolto con le simulazioni termo-fluidodinamiche effettuate con il software commerciale FLUENT di ANSYS™-Workbench. Partendo dalla modellazione geometrica tridimensionale delle tre configurazioni dei prototipi di dissipatori in fase di studio, si è passati al processo di generazione della mesh, all'impostazione delle condizioni al contorno, all'analisi dei risultati e al confronto finale dei parametri di interesse dei tre dissipatori.

4.1 - MODELLAZIONE GEOMETRICA

Per riprodurre la geometria dei dissipatori di calore è stato utilizzato il software di modellazione tridimensionale parametrica SOLIDWORKS™-2016 della DASSAULT Systems. L'analisi termo-fluidodinamica ha richiesto la modellazione sia del dissipatore sia quella del fluido che scorre al suo interno. Il fluido viene modellato a partire dal condotto in ingresso del sistema di supporto e test dei provini, nei micro-canali interni del dissipatore (micro-canali elicoidali e reticolari a griglia metallica), fino al condotto di uscita. In questo modo vengono tenute in considerazione tutte le variazioni di sezione che il fluido incontra e di conseguenza tutti gli effetti e le condizioni al contorno che vanno a caratterizzare il suo comportamento fluidodinamico.

Di seguito vengono riportati i tre modelli geometrici CAD, realizzati in SOLIDWORKS, che riproducono i provini dissipatori reali. Le dimensioni geometriche reali dei dissipatori sono state fornite dal costruttore e, prima di essere impostate nel modello CAD, sono state verificate direttamente.

- 1) Il primo rappresentato è il dissipatore con micro-canali elicoidali. La geometria ottenuta riproduce fedelmente quella reale ed è la seguente:

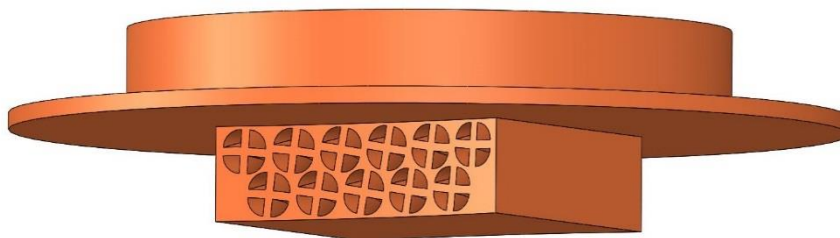


Figura 4.1: Modellazione geometrica del dissipatore di calore con micro-canali elicoidali.

- 2) Per riprodurre la struttura reticolare della griglia metallica, invece, si è optato per la scelta di un modello geometrico a cella cubica. Nel caso più generale di schiuma isotropa, la struttura viene creata intersecando solidi cilindrici equi-spaziati di diametro d_s posti ad una distanza (passo) a , ed aventi l'asse lungo le tre direzioni spaziali x , y , z .

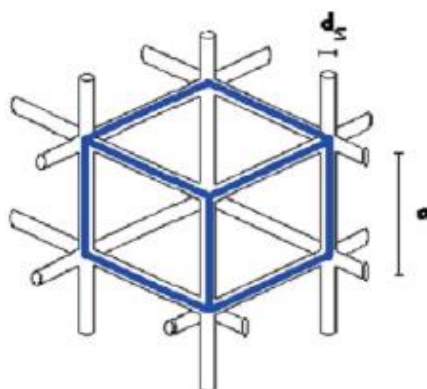


Figura 4.2: Schema elementare a solidi cilindrici, utile per la rappresentazione della struttura di una griglia metallica.

Nel caso di studio, è stato scelto di modellare la geometria della griglia metallica con micro-canali dritti con il modello a cella cubica, composto da cilindri orientati lungo le direzioni:

x: direzione dell'asse cartesiano uguale alla direzione di scorrimento del fluido

a: direzione della bisettrice dei quadranti 1 e 3 del piano X-Y

b: direzione della bisettrice dei quadranti 2 e 4 del piano X-Y

Il diametro dei cilindri è stato scelto secondo la dimensione media della struttura (dimensione media dei filamenti) ed è pari a 0.25 mm. La geometria ottenuta del dissipatore a schiuma metallica a micro-canali dritti è quella riprodotta nella seguente Figura 4.3:



Figura 4.3: Modellazione geometrica del dissipatore di calore a griglia metallica a micro-canali dritti.

- 3) Per la modellazione del dissipatore a griglia metallica con micro-canali inclinati, è stato utilizzato lo stesso approccio, variando però l'inclinazione della direzione dei micro-canali rispetto alla direzione di ingresso del fluido refrigerante. I cilindri, che prima avevano l'asse lungo direzione x, adesso sono inclinati di 25° rispetto ad esso, nel piano X-Z. La geometria ottenuta è la seguente:

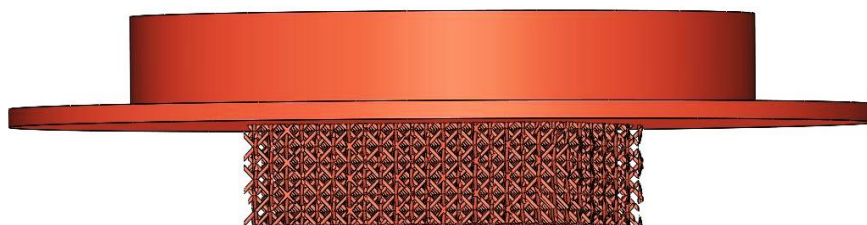


Figura 4.4: Modellazione geometrica del dissipatore di calore a griglia metallica a micro-canali inclinati di 25° .

Infine, viene modellato il fluido che scorre all'interno di essi. Gli assiemi completi dei dissipatori attraversati dal fluido così modellati sono riportati nelle seguenti figure 4.5, 4.6 e 4.7:

1) Dissipatore con micro-canali elicoidali.

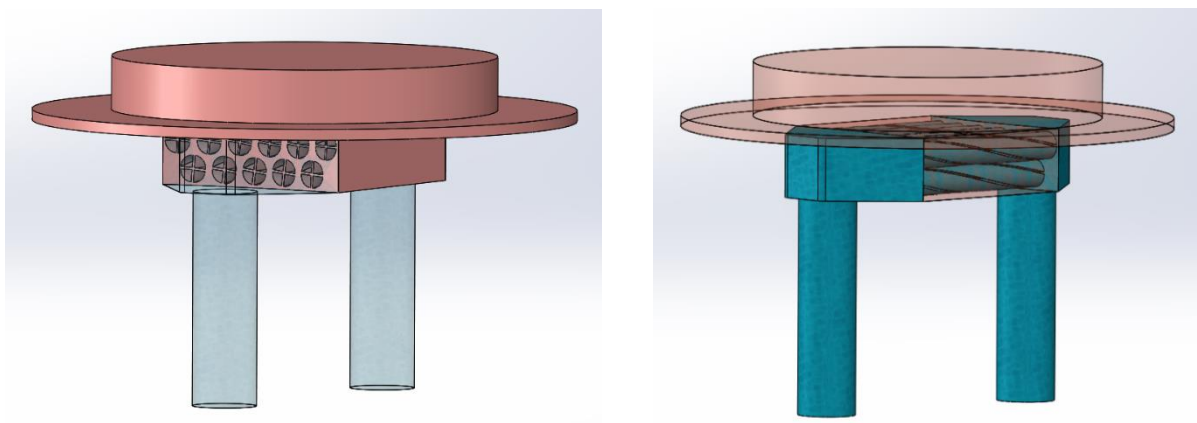


Figura 4.5: Rappresentazione grafica del dissipatore a micro-canali elicoidali e del fluido refrigerante che scorre al suo interno

2) Dissipatore a griglia metallica con micro-canali dritti.

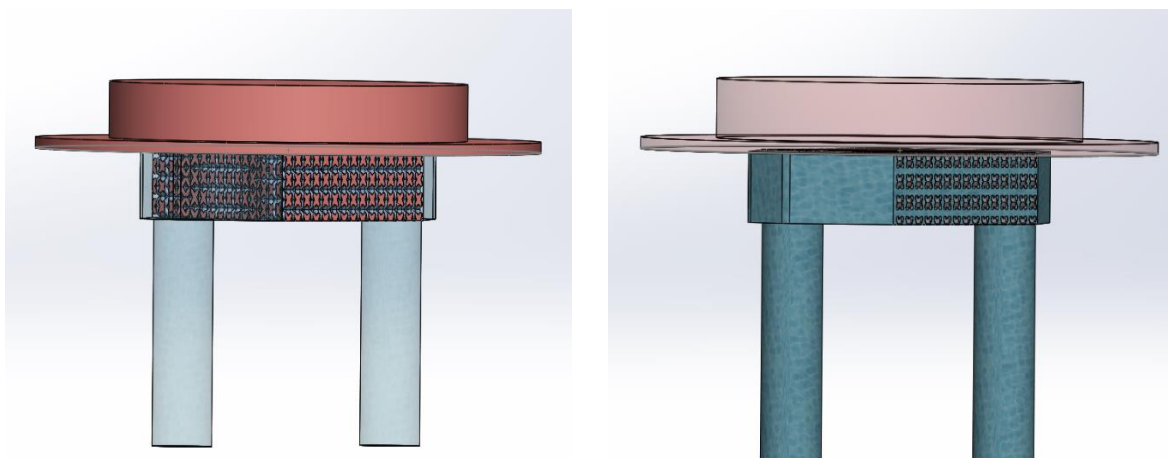


Figura 4.6: Rappresentazione grafica del dissipatore a griglia metallica con micro-canali dritti e del fluido refrigerante che scorre al suo interno.

3) Dissipatore a griglia metallica con micro-canali inclinati di 25°

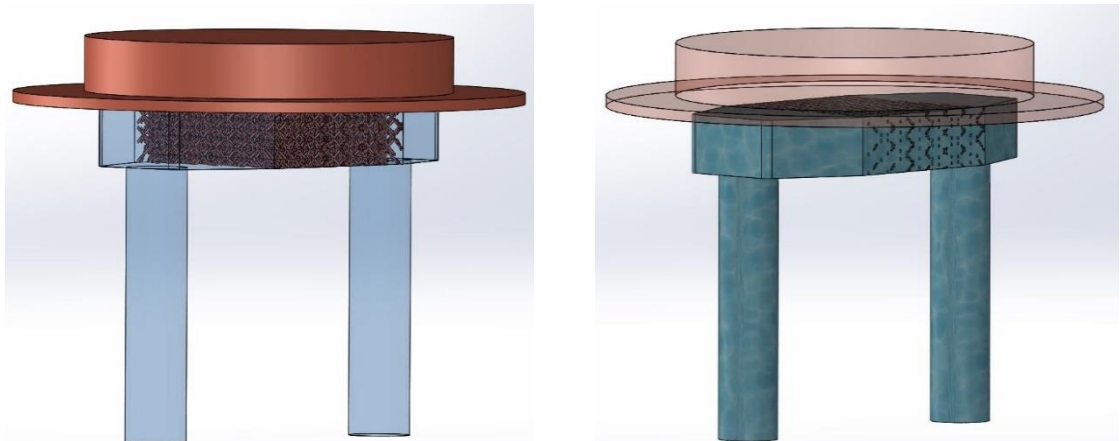


Figura 4.7: Rappresentazione grafica del dissipatore a griglia metallica con micro-canali inclinati di 25° e del fluido refrigerante che scorre al suo interno.

Per confermare l'effettiva capacità di smaltimento della potenza termica di queste geometrie innovative, è stato deciso di effettuare delle simulazioni anche con delle geometrie standard, per valutare il reale beneficio che è possibile trarre da soluzioni alternative innovative. Sono stati testati perciò anche tre dissipatori di calore con geometrie standard:

- 1) Dissipatore di calore con micro-canali circolari ad asse rettilineo di diametro pari a 0.93 mm.

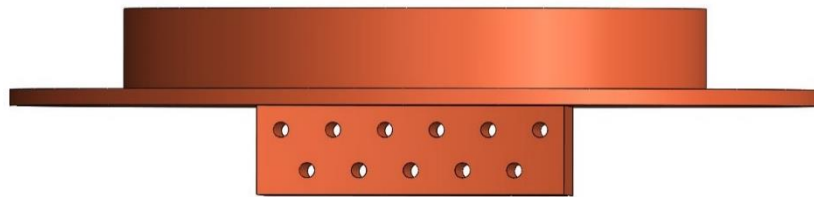


Figura 4.8: Modello geometrico del dissipatore di calore a micro-canali ad asse rettilineo.

- 2) Dissipatore di calore con micro-canali circolari a sezione quadripartita ed ad asse rettilineo.

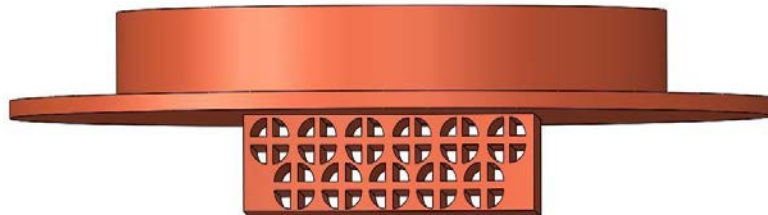


Figura 4.9: Modello geometrico del dissipatore di calore a micro-canali a sezione quadri-partita ad asse rettilineo.

- 3) Dissipatore di calore con lamelle di spessore 0.4 mm e con dimensione dei micro-canali pari a 0.4 mm.

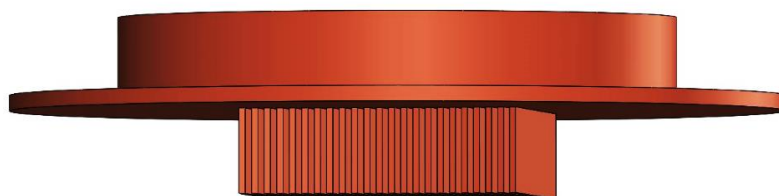


Figura 4.10: Modello geometrico del dissipatore di calore a lamelle.

Durante la fase di costruzione di ciascuna geometria, si è prestata grande attenzione alla riproduzione dei dettagli, come la presenza di smussi e raccordi. Nonostante le dimensioni molto piccole, soprattutto per i

provini a griglia metallica, si è cercato di rispettare gli esatti valori di ogni grandezza. Infine, dopo aver realizzato una fedele riproduzione della geometria del sistema, si procede con l'importazione della stessa all'interno del software di calcolo ANSYS-Workbench.

4.2 – GENERAZIONE DELLA MESH

Il tool Meshing di ANSYS utilizza il metodo di discretizzazione ai volumi finiti per approssimare il sistema di equazioni differenziali con un sistema di equazioni algebriche a variabili discretizzate nel tempo e nello spazio. Questo metodo permette quindi l'integrazione delle equazioni differenziali alle derivate parziali, che vengono integrate in un volume sui cui confini vengono imposte le condizioni al contorno. Per essere applicato, questo metodo suddivide l'interno del dominio oggetto di studio in tanti volumi elementari; successivamente, per mezzo della forma integrale delle equazioni del problema considerato, vengono scritte le relazioni che legano i diversi volumetti confinanti, così da poter essere risolte per via numerica con il calcolatore. L'approssimazione di questo metodo risiede nel fatto che la dimensione di tali volumetti è finita e non infinitesima.

Per la generazione della mesh, ovvero la suddivisione del volume in diversi volumetti finiti, il primo passo consiste nell'individuazione delle regioni volumetriche, finite e continue, per prepararle a ricevere la meshatura, che potrà avvenire individualmente, regione per regione, o congiuntamente. Per la realizzazione della mesh, esistono diversi tipi di solidi con i quali il volume può venire discretizzato: prismi, tetraedri o esaedri; mesh di tipo tetraedrico sono più semplici da realizzare e per questo richiedono potenze di calcolo più basse; la meshatura con esaedri, invece, è di tipo ibrido; essa genera celle allineate con gli assi cartesiani, dentro al cuore del dominio, e celle tetraedriche, nelle vicinanze dei contorni, consentendo di ottenere una sorta di affinamento della mesh fra zone interne e di confine, e di trattare geometrie anche complesse, pareti interne e aperture strette. Dopo aver settato questo parametro della mesh, viene scelto su quale o su quali volumi applicarla.

Esiste anche l'opzione in Meshing-ANSYS che permette la generazione della griglia in modo automatico, pre-impostando eventualmente anche degli specifici parametri quali: (i) la tipologia di elementi da utilizzare, (ii) le specifiche zone ove utilizzarli, (iii) l'algoritmo di meshatura, (iv) il tasso di crescita da un elemento a quello adiacente, (v) la dimensione minima e l'angolo minimo di curvatura, ecc.

Di seguito vengono descritti alcuni possibili metodi di meshatura, i dettagli e le motivazioni sul metodo utilizzato nei casi in esame e la qualità della mesh ottenuta.

METODI DI MESHATURA

Di seguito vengono descritti due tra i più comuni metodi di meshatura tridimensionale attualmente utilizzati [19]: il metodo di meshatura con tetraedri e quello con esaedri. Entrambi possono utilizzare diversi algoritmi, che vengono di seguito descritti. I tre algoritmi di meshatura con tetraedri comunemente più utilizzati sono:

- a) ALGORITMO DI MESHATURA CON TETRAEDRI, SECONDO L'APPROCCIO "PATCH CONFORMING".

Questo metodo sfrutta un approccio bottom-up, cominciando la creazione della griglia dai bordi, passando successivamente alle facce ed infine al volume. Il *meshatore* (ovvero il software preposto a questo processo) utilizza uno specifico tasso di crescita per variare le dimensioni degli elementi della mesh e può rimuovere alcune caratteristiche geometriche sotto una certa dimensione; è inoltre compatibile con le opzioni che riguardano le zone di contatto più critiche, dove il fluido va a lambire una superficie solida.

b) ALGORITMO DI MESHATURA CON TETRAEDRI, SECONDO L'APPROCCIO "PATCH INDIPENDENT".

Questo algoritmo agisce refinendo la mesh dove necessario e mantenendola più grossolana nelle zone meno critiche, consentendo quindi un processo di calcolo computazionale più rapido. Opera in maniera inversa rispetto all'algoritmo precedente, partendo dalla meshatura del volume per arrivare fino ai bordi. Il principio di funzionamento consiste nella progressiva suddivisione di ogni elemento tetragonale in due parti, in modo tale che la dimensione dell'elemento più piccolo sia un multiplo di 2^n . Con questo approccio la mesh del volume viene generata per prima e poi proiettata su facce e bordi; in particolare, viene creato un volume meshato con elementi attorno al corpo geometrico, elementi che non differiscono in dimensione di un ordine pari a 2. Successivamente il *meshatore* rende la mesh conforme, garantendo che ciascuna coppia di elementi adiacenti condividano un'intera faccia; infine la mesh viene smussata spostando i nodi, unendoli, scambiando bordi e talvolta eliminando elementi, fino ad avere il corpo completamente meshato.

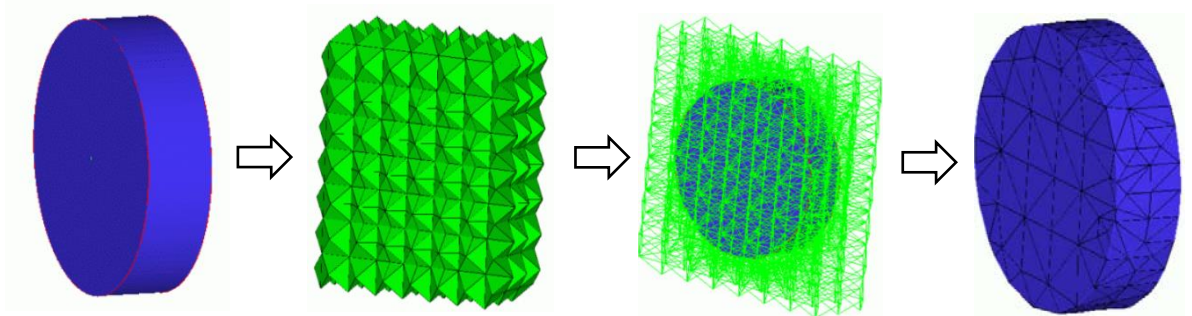


Figura 4.11: Processo di realizzazione della mesh a partire dalla geometria solida.

Questo metodo include al suo interno la possibilità di attivazione di diverse opzioni, tra cui la dimensione massima degli elementi, quella media ed il numero approssimativo degli elementi totali. In caso di presenza di smussi e raccordi, il *meshatore* considera le facce che li compongono come facce adiacenti. Nello specifico, gli angoli che sono considerati per un dato raccordo (o smusso) sono l'angolo tra le facce del raccordo e due angoli diedri tra le facce adiacenti al raccordo.

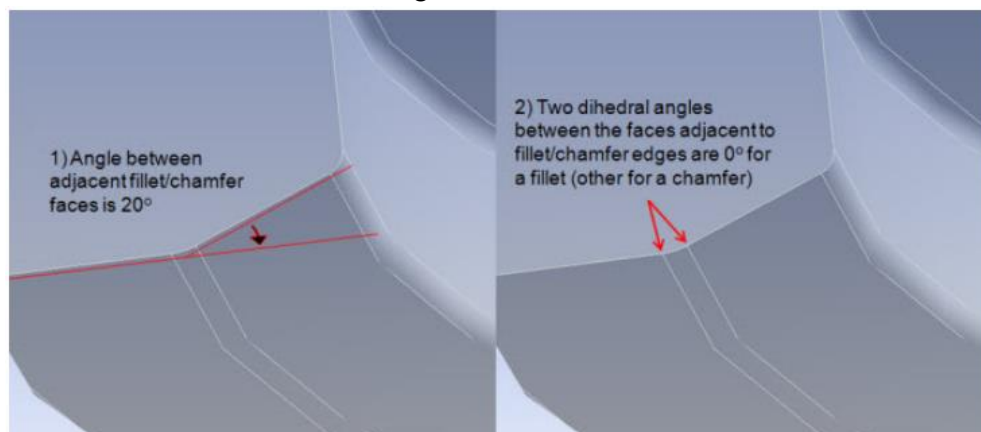


Figura 4.12: Rappresentazione dell'angolo tra le facce di un raccordo e dei due angoli diedri tra le facce adiacenti al raccordo.

La dimensione dell'angolo tra le due facce che compongono il raccordo o lo smusso può essere rispettata o meno, a seconda della dimensione minima impostata per la dimensione degli angoli e a patto che lo spessore minimo dei raccordi/smussi sia maggiore della dimensione minima degli

elementi. Nel caso descritto di seguito si ha un angolo tra due facce adiacenti pari a 20° ; impostando un “feature angle” pari a 30° , il risolutore crea la mesh ignorando la presenza di quest’angolo di 20° .

È possibile inoltre impostare anche l’opzione di *affinamento della mesh* in prossimità delle curvature, che avviene in maniera automatica ed affina la mesh tanto più quanto minore è il raggio di curvatura. Questa tecnica, attivando l’opzione di “adaptive size”, suddivide gli elementi fino al raggiungimento della dimensione minima di elemento impostata

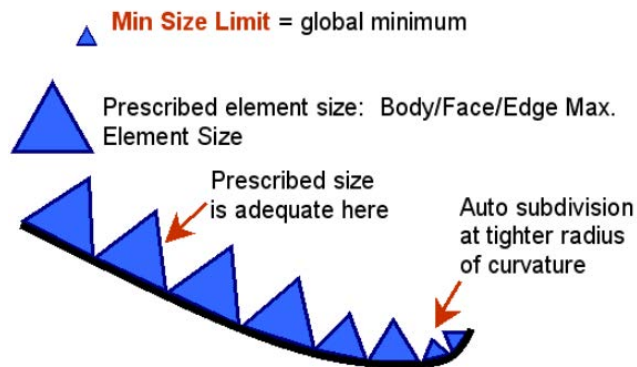


Figura 4.13: Rappresentazione grafica dell’affinamento della mesh in prossimità delle curvature.

Altra opzione interessante, impostabile utilizzando questo algoritmo, è la possibilità di scelta del *numero minimo di celle* tra due profili molto vicini, limitata tuttavia dalla dimensione minima di elemento precedentemente impostata.

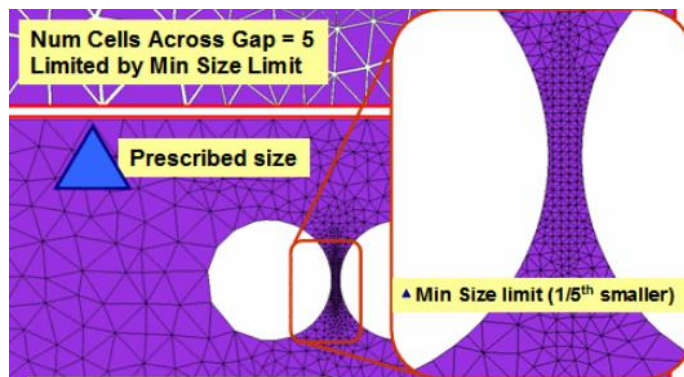


Figura 4.14: Rappresentazione grafica del numero di elementi impostabile tra due profili molto vicini.

Altra opzione riguarda l’*angolo normale alla curvatura*: la mesh si suddividerà in regioni curve fino a quando i singoli elementi raggiungeranno questo angolo, limitato dalla minima dimensione impostata e stabilito attivando l’opzione “use adaptive sizing”.

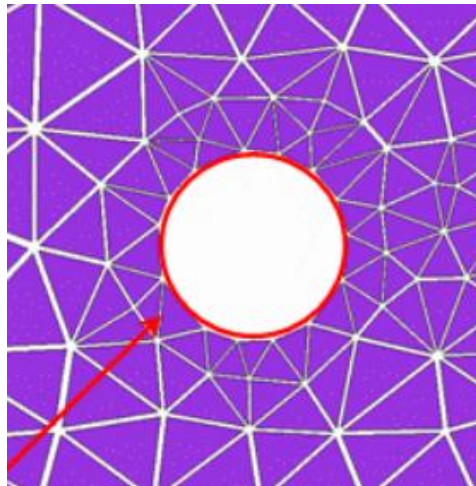


Figura 4.15: Affinamento della mesh in prossimità delle regioni curve.

È possibile inoltre impostare l'opzione *Smooth Transition*, che permette di attenuare il rapido passaggio da un elemento di maggiori dimensioni ad uno di taglia molto più piccola e l'opzione *livello di crescita*, che consente di definire l'incremento di dimensione tra un elemento e quello adiacente.

c) ALGORITMO DI MESHATURA CON TETRAEDRI A LIVELLO DI ASSIEME

È possibile impostare il metodo di meshatura con due modalità: creando la griglia per ognuna delle singole parti che compongono l'assieme, o meshando l'intero assieme in una volta, usando due possibili algoritmi (Cutcell o Tetrahedrons). La meshatura cartesiana "Cutcell" usa un approccio top down, secondo cui la meshatura è effettuata a partire dal volume e si estende via via alle superfici, riducendo i tempi di generazione della mesh. Questo metodo è utilizzato per corpi fluidi, per un vasto campo di applicazione e spesso produce risultati migliori rispetto all'algoritmo "Tetrahedrons". Il secondo algoritmo con i tetraedri ha come base il precedente e, attraverso delle manipolazioni della mesh, va a creare una mesh non strutturata di maggiore qualità.

Per quanto riguarda gli algoritmi di meshatura con esaedri, i quattro comunemente più utilizzati sono:

a) ALGORITMO DI MESHATURA CON ESAEDRI "SWEEP MESHER"

Utilizzabile solo per corpi "sweepable", ovvero generati muovendo un profilo chiuso lungo una traiettoria prestabilita, questo algoritmo compie la stessa procedura per la generazione della mesh; è possibile realizzarla in maniera automatica, oppure selezionando una sezione del profilo come punto

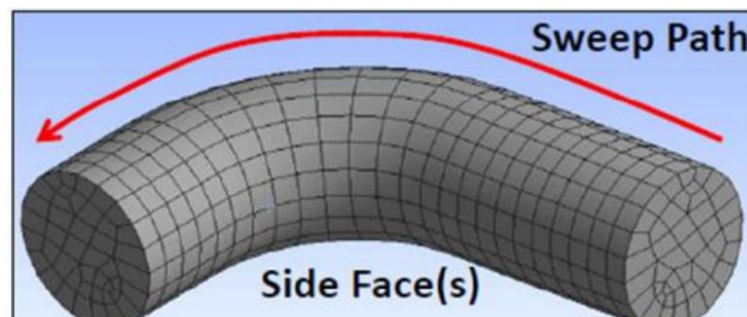


Figura 4.16: Visualizzazione della mesh eseguita con algoritmo Swept Mesher.

di partenza (source), oppure selezionando sia la sezione del profilo sia il percorso (path) lungo il quale eseguire la mesh; è possibile anche utilizzarlo per componenti sottili come fogli metallici.

Per avere una meshatura di buona qualità, è necessario che la lunghezza delle linee del profilo guida sia sufficientemente lunga.

b) ALGORITMO DI MESHATURA CON ESAEDRI “HEX DOMINANT”

Utile per corpi che non possono essere realizzati per movimento di una sezione lungo un profilo, questo metodo è da applicare qualora si sia interessati ad una mesh dominata da esaedri. È particolarmente adatto per corpi caratterizzati da un grande volume interno e per corpi in cui si hanno transizioni da parti “sweepable” a parti che devono essere decomposte per sweep; non si addice invece per corpi sottili. Il calcolatore assiste l’utente, specificando se questo algoritmo di meshatura a esaedri è applicabile allo specifico caso di studio; può essere calcolato infatti il rapporto r fra il volume del corpo e la sua superficie, secondo la formula:

$$r = \frac{\left(\frac{Volume}{(Area)^{\frac{2}{3}}} \right)}{C}, \text{ con } C = \frac{\frac{4}{3}\pi}{4\pi^{\frac{2}{3}}}$$

Il parametro r deve risultare maggiore di 2 affinché l’algoritmo sia applicabile.

c) ALGORITMO DI MESHATURA CON ESAEDRI PER CORPI SOTTILI

Questo algoritmo è applicabile a corpi nei quali due dimensioni sono molto minori della terza, come ad esempio fogli metallici, o per corpi in cui si vuole avere una mesh composta da un solo esaedro all’interno dello spessore. Nella procedura automatica, l’algoritmo individua la superficie principale e successivamente genera la mesh a partire da quella, altrimenti è possibile selezionare manualmente la o le superfici dalla quale la mesh deve iniziare.

d) ALGORITMO DI MESHATURA MULTIZONA CON ESAEDRI

Il metodo di meshatura multizona si occupa automaticamente della frazionamento della geometria del corpo in regioni con mesh strutturata e non strutturata. Qualora sia possibile, in prima istanza, tale metodo crea la griglia in tutte le regioni del corpo solido con una mesh puramente esaedrica; in caso contrario, è possibile generare una mesh di tipo swept nelle regioni adatte, e una mesh di tipo free nelle

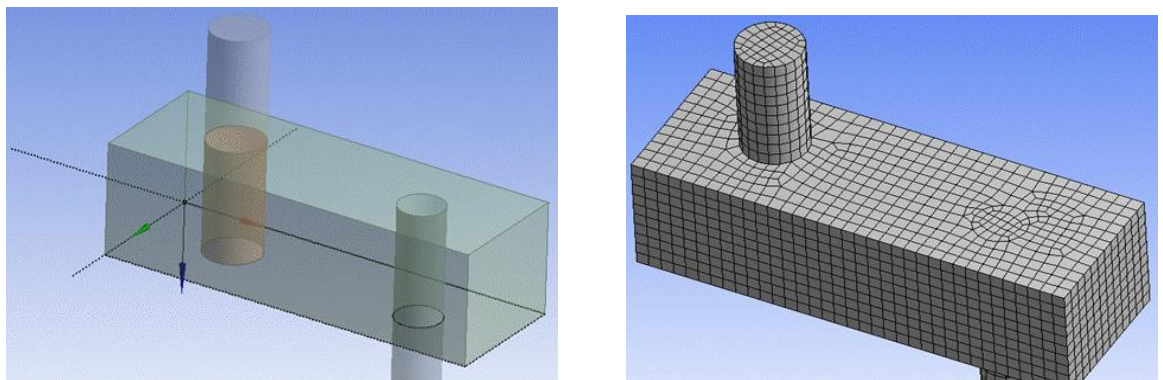


Figura 4.17: Realizzazione della meshatura tramite algoritmo di meshatura multizona con esaedri.

regioni non strutturate (cunei, tetraedri e piramidi possono comunque essere generati). Considerando un caso reale e paragonando questo metodo con l'algoritmo di meshatura di tipo sweep, si può notare come quest'ultimo richieda dapprima la suddivisione del corpo in 5 parti per ottenere una mesh puramente esaedrica, diversamente dal metodo multizona, che scompone la geometria e genera direttamente la mesh puramente esaedrica.

Tipicamente vengono utilizzate le opzioni di default preimpostate per il metodo multizona; qualora invece si vogliano personalizzare le impostazioni, è possibile agire modificando la scelta degli elementi (esaedri, tetraedri e prismi, prismi), la tipologia di meshatura delle superfici (uniforme, non strutturata, controllata da programma), è possibile scegliere una mesh di tipo free che utilizza tetraedri, piramidi, esaedri nel volume o solo all'interno, le facce da cui partire per la creazione della griglia, preservare le caratteristiche del modello.

CARATTERISTICHE DELLA MESHATURA UTILIZZATA

Il software a disposizione che è stato utilizzato per la meshatura dei componenti è il software Meshing di ANSYS-Workbench. Quest'operazione è molto importante poiché da essa dipendono i risultati della simulazione. Per questo è bene che essa sia eseguita con cura, anche perché una buona mesh garantisce risultati corretti e minori tempi di calcolo computazionale.

I parametri utilizzati per la realizzazione della mesh dei dissipatori di calore e del fluido refrigerante sono stati accuratamente scelti al fine di ottenere una buona qualità della mesh per ciascuno dei componenti del sistema. Grazie all'*algoritmo di controllo della qualità ortogonale* della mesh, che indica la qualità minima, massima e media ottenuta dopo ogni meshatura, rispetto ad un valore di riferimento, si è proceduto effettuando numerose prove, ciascuna con l'obiettivo di migliorare ed affinare sempre di più la qualità della mesh. Nei casi in esame, secondo le regole suggerite dall'help in linea di ANSYS, la meshatura con esaedri "hex dominant" non è applicabile, poiché il rapporto fra il volume del corpo e la sua superficie non è maggiore di 2, bensì vale 0.03. Si è optato pertanto per una meshatura con *tetraedri a livello di assieme*, con la quale viene generata la mesh per ognuna delle singole parti che compongono il sistema; successivamente, data la bassa qualità della mesh ottenuta su alcuni elementi dell'assieme, si è deciso di utilizzare l'algoritmo di meshatura con tetraedri secondo l'approccio *patch independent*; in questa maniera l'algoritmo affina la mesh nelle zone più critiche, aumentando così la qualità minima della mesh; in particolare, per tutti e tre i dissipatori di calore, è stato utilizzato l'approccio patch independent sia sul corpo fluido che su quello solido.

A causa della notevole complessità geometrica dei dissipatori a griglia metallica, si è inizialmente optato per una suddivisione degli elementi del dissipatore (testa del dissipatore, disco a contatto con il fluido, griglia metallica, fluido interno alla griglia e fluido nei condotti) al fine di semplificare le zone da meshare e al contempo aumentarne la qualità. Purtroppo, non si è stati in grado di ottenere una buona qualità della mesh con diversi solidi connessi tra loro. Per questo, in un secondo momento, si è deciso di meshare i dissipatori a griglia come corpi unici, a vantaggio della qualità della mesh ma a discapito del numero di elementi creati, e quindi dei tempi di calcolo computazionale. Quest'ultimo approccio è stato seguito anche nel caso del dissipatore a micro-canali elicoidali, la cui struttura geometrica più semplice ha permesso di non scomporre la geometria e di ottenere mesh di qualità in tempi piuttosto rapidi (30 minuti).

Va ricordato che, per studi accoppiati di termodinamica e fluidodinamica, la tipologia della mesh è relazionata al modello fluidodinamico che si vuole utilizzare. Esistono infatti diversi modelli fluidodinamici ed ognuno necessita di specifiche caratteristiche della mesh: il modello fluidodinamico turbolento k- ϵ riproduce fedelmente le caratteristiche del moto fluido lontano dalle pareti, di conseguenza non necessita meshature particolarmente spinte e fini all'interfaccia solido liquido. Diversamente, il modello k- ω SST, riproduce più fedelmente le condizioni dello strato limite nelle vicinanze della parete e necessita dunque un affinamento della mesh più accurato in quelle zone.

I parametri finali che sono stati impostati nel software di meshatura di Fluent, Fluid Flow-Meshing, e precedentemente descritti, sono i seguenti:

INPUT MESH	Micro-canali elicoidali	Griglia con canali dritti Griglia	Fluido	Griglia con canali inclinati Griglia	Fluido
Preferenza della fisica del problema	CFD				
Preferenza del risolutore	FLUENT				
Ordine degli elementi	LINEARE				
Dimensione media degli elementi	$8 \cdot 10^{-4}$ m	$9 \cdot 10^{-5}$ m	$1.4 \cdot 10^{-4}$ m	$1 \cdot 10^{-4}$ m	$1.3 \cdot 10^{-4}$ m
Tasso di crescita	1.20	1.20	1.05	1.07	1.06
Dimensione massima di elemento	$1.6 \cdot 10^{-3}$ m	$1.6 \cdot 10^{-3}$ m	$1.6 \cdot 10^{-3}$ m	$1.6 \cdot 10^{-3}$ m	$1.6 \cdot 10^{-3}$ m
Dimensione minima di elemento	$4 \cdot 10^{-6}$ m	$1.9 \cdot 10^{-5}$ m	$1.9 \cdot 10^{-5}$ m	$1.9 \cdot 10^{-5}$ m	$1.9 \cdot 10^{-5}$ m
Considera la curvatura	SI				
Dimensione minima della curvatura	$5 \cdot 10^{-5}$ m	$4.85 \cdot 10^{-5}$ m	$5 \cdot 10^{-5}$ m	$4.7 \cdot 10^{-5}$ m	$5 \cdot 10^{-5}$ m
Angolo normale di curvatura	30°				
Considera la vicinanza	SI				
Dimensione minima di vicinanza	$5 \cdot 10^{-5}$ m	$4.85 \cdot 10^{-5}$ m	$5 \cdot 10^{-5}$ m	$4.7 \cdot 10^{-5}$ m	$5 \cdot 10^{-5}$ m
Controlla qualità della mesh	SI				

Tabella 4.1: Parametri impostati per la realizzazione della mesh

Data la diversa geometria dei dissipatori, in particolare fra i due provini a griglia metallica e quello con micro-canali elicoidali, i risultati ottenuti in termini di numero di elementi, di numero di nodi e della qualità degli elementi sono differenti:

OUTPUT MESH	Micro-canali elicoidali	Griglia con micro-canali dritti	Griglia con micro-canali inclinati 25°
Qualità ortogonale media	0.73	0.75	0.70
Qualità ortogonale minima	0.28	0.17	0.12
Qualità ortogonale massima	0.99	0.99	0.99
Asimmetria massima	0.71	0.83	0.89
Numero di elementi	$14 \cdot 10^6$	$67 \cdot 10^6$	$96 \cdot 10^6$
Numero di nodi	$2,7 \cdot 10^6$	$13 \cdot 10^6$	$19 \cdot 10^6$
Tempo di meshatura*	30 minuti	7 ore	8 ore

Tabella 4.2: Caratteristiche finali delle mesh ottenute per ciascun prototipo di dissipatore.

*Tempo di meshatura indicativo, riferito a server con 32 processori e ad una RAM di 70 GB.

Considerando l'intervallo all'interno del quale varia la qualità ortogonale della mesh, ossia tra 0 e 1, con 0 minimo e 1 massimo, un risultato medio di 0,7 per la qualità media degli elementi è da considerarsi soddisfacente. Per quanto concerne la qualità minima della mesh, basandosi sull'esperienza, si può ritenere che valori superiori a 0.1 siano da ritenersi accettabili e confermano risultati analoghi a mesh con qualità minima superiore. La qualità massima di ciascun dissipatore, invece, anche se non particolarmente rilevante, risulta prossima all'unità, e quindi alla massima. Per quanto riguarda l'asimmetria (skewness), sono stati ottenuti dei valori buoni per ciascun dissipatore, inferiori al limite di accettabilità suggerito da Ansys [19], posto pari a 0.9.

Le mesh ottenute alla fine del processo sono le seguenti:

1) Dissipatore con micro-canali elicoidali.

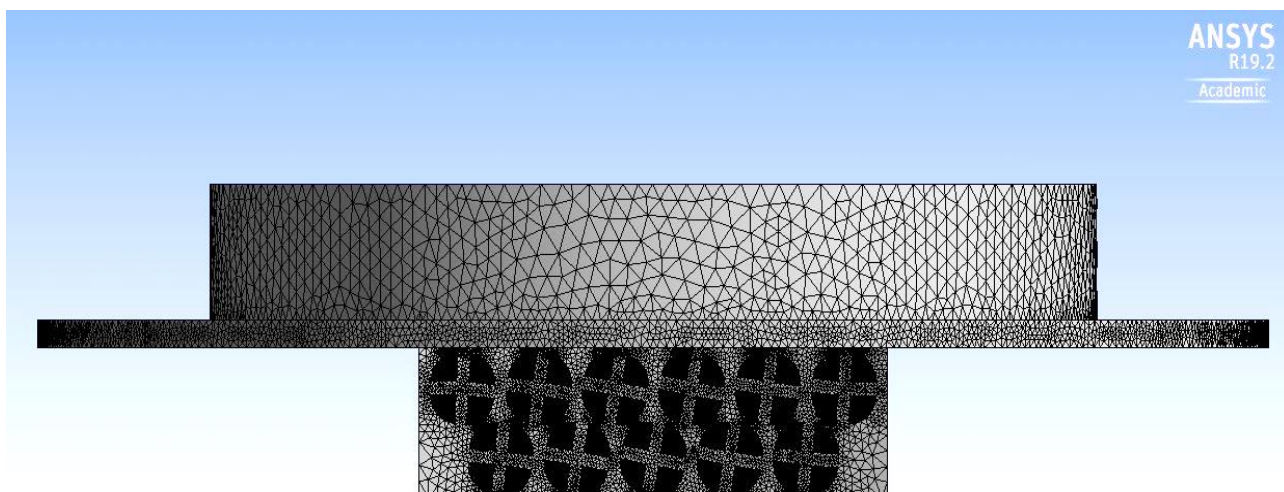


Figura 4.18: Rappresentazione grafica della mesh del dissipatore di calore a micro-canali elicoidali.

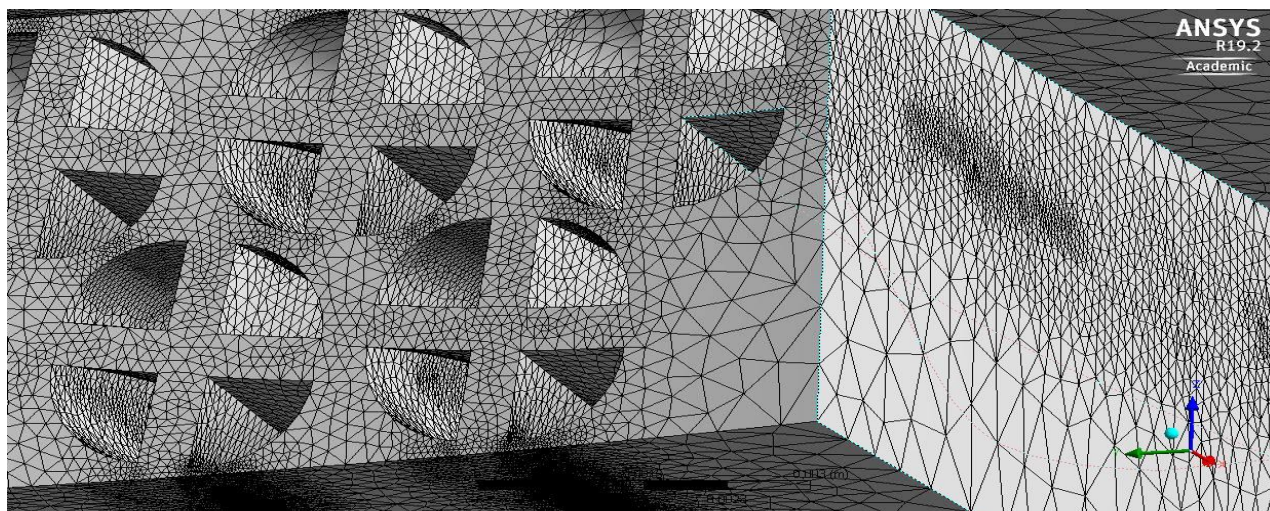


Figura 4.19: Dettaglio della mesh del dissipatore di calore a micro-canali elicoidali.

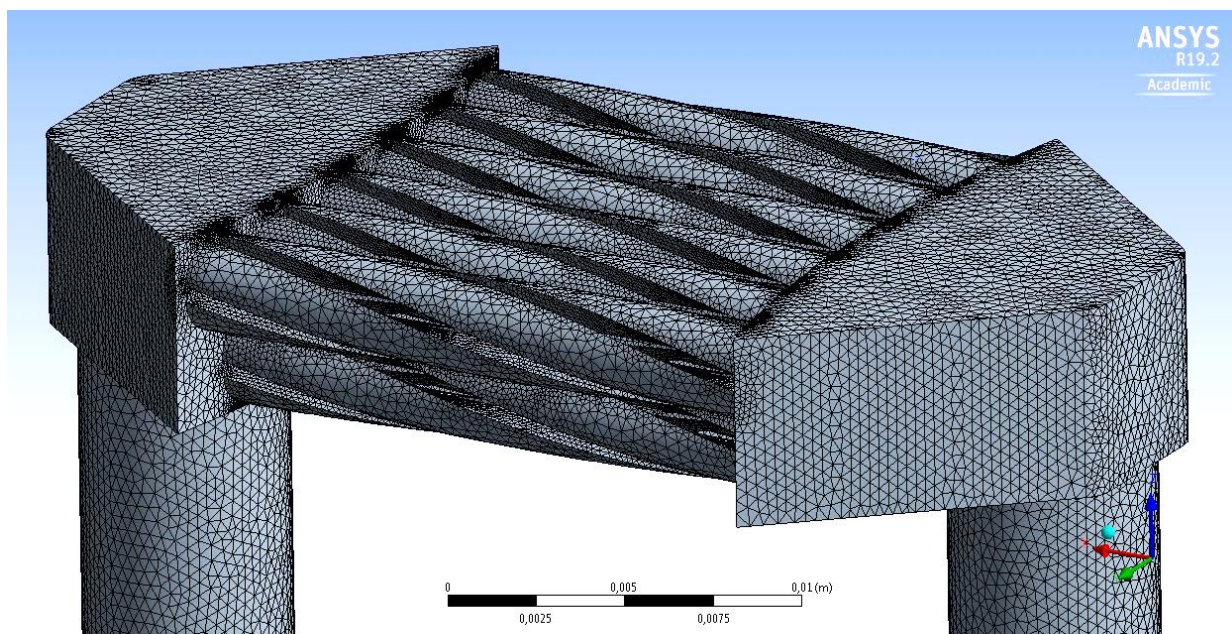


Figura 4.20: Rappresentazione grafica della mesh del fluido che scorre nel dissipatore di calore a micro-canali elicoidali.

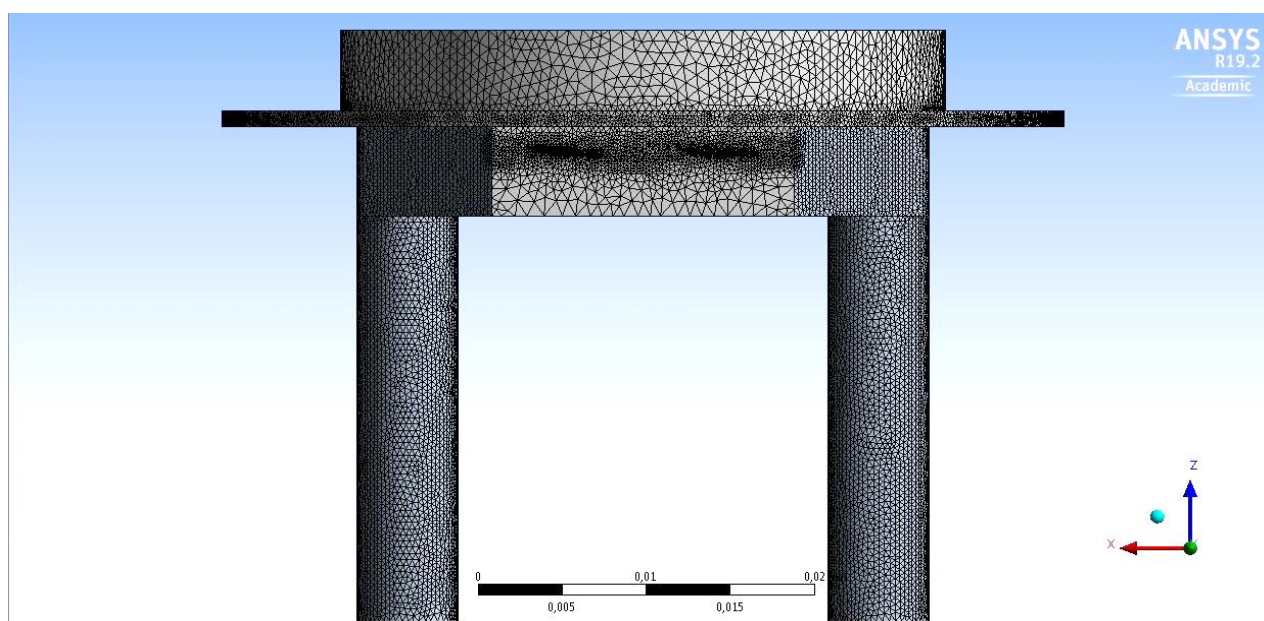


Figura 4.21: Rappresentazione grafica della mesh del dissipatore di calore a micro-canali elicoidali e del fluido che scorre al suo

2) Dissipatore di calore a griglia metallica con micro-canali dritti.

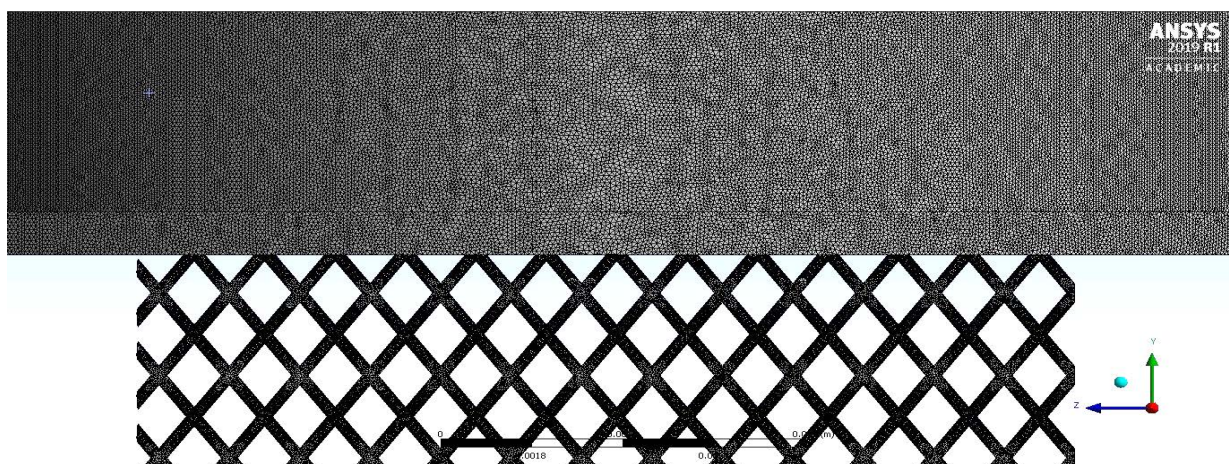


Figura 4.22: Rappresentazione grafica della mesh del dissipatore di calore a griglia metallica a micro-canali dritti.

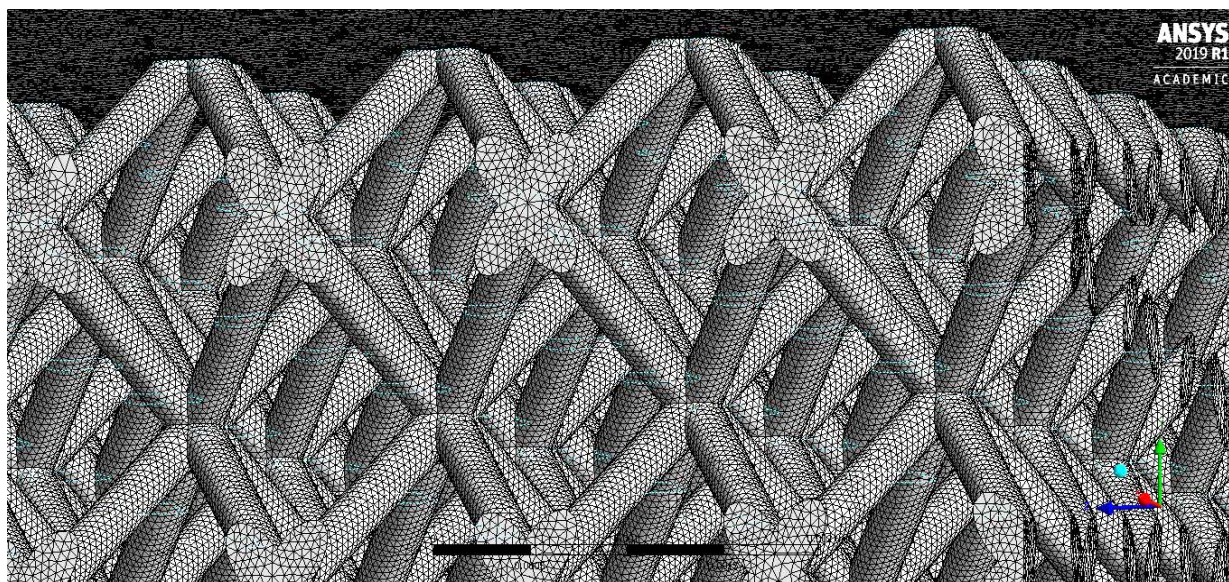


Figura 4.23: Dettaglio della mesh del dissipatore di calore a griglia metallica a micro-canali dritti.

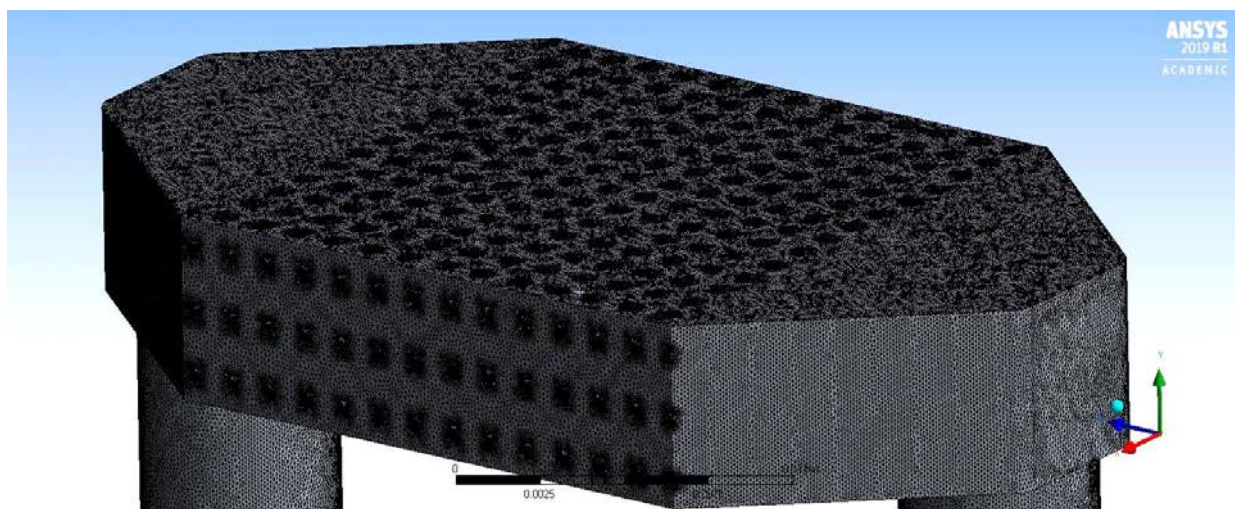


Figura 4.24: Rappresentazione grafica della mesh del fluido che scorre nel dissipatore di calore a griglia metallica a micro-canali dritti.

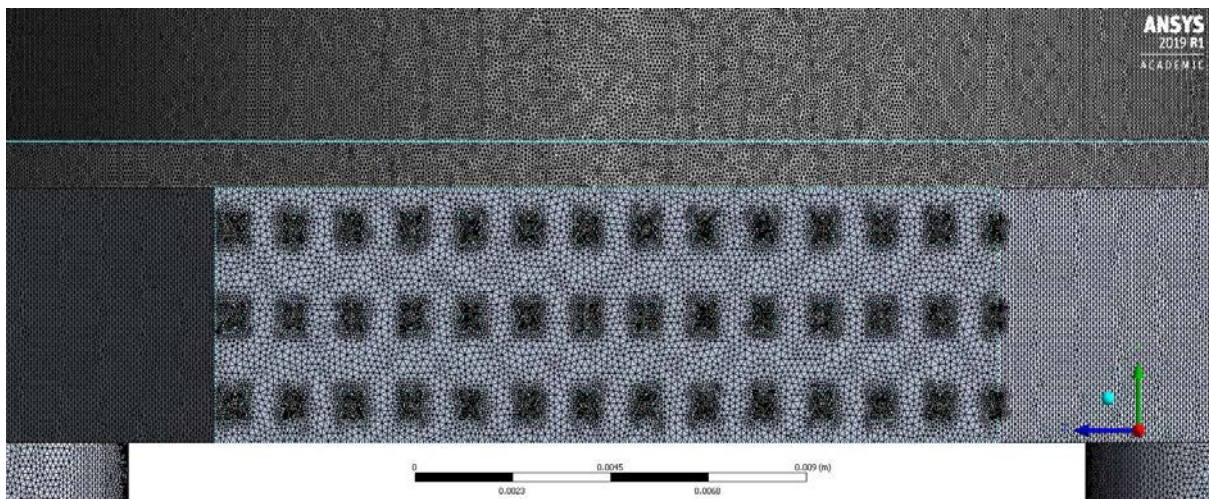


Figura 4.25: Rappresentazione grafica della mesh del dissipatore di calore a griglia metallica a micro-canali dritti e del fluido che scorre al suo interno.

3) Dissipatore di calore a griglia metallica con micro-canali inclinati di 25° .



Figura 4.26: Rappresentazione grafica della mesh del dissipatore di calore a griglia metallica a micro-canali inclinati di 25° .

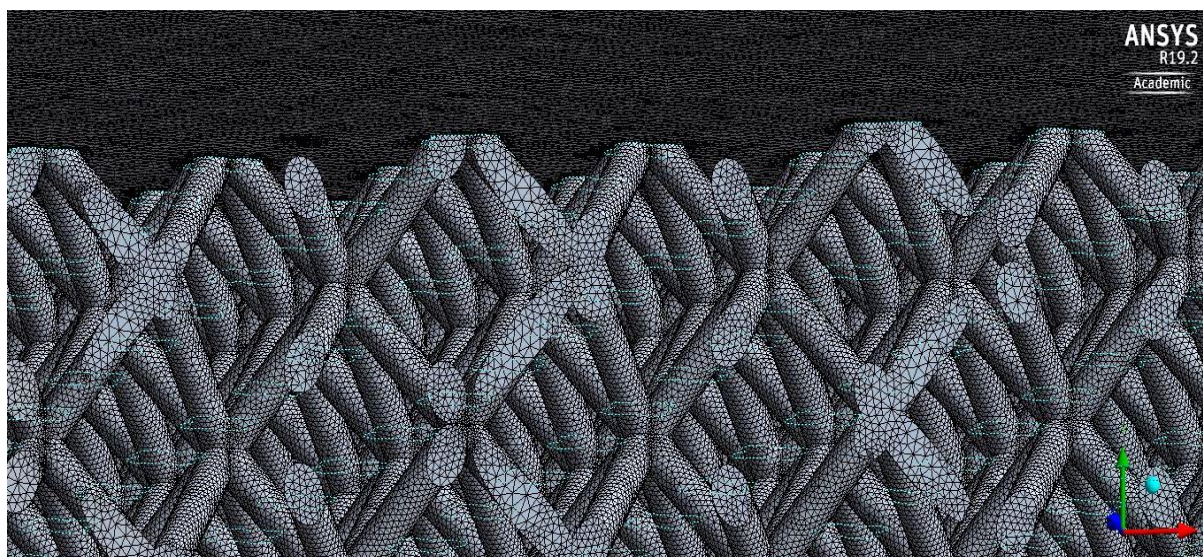


Figura 4.27: Dettaglio della mesh del dissipatore di calore a griglia metallica a micro-canali inclinati di 25° .

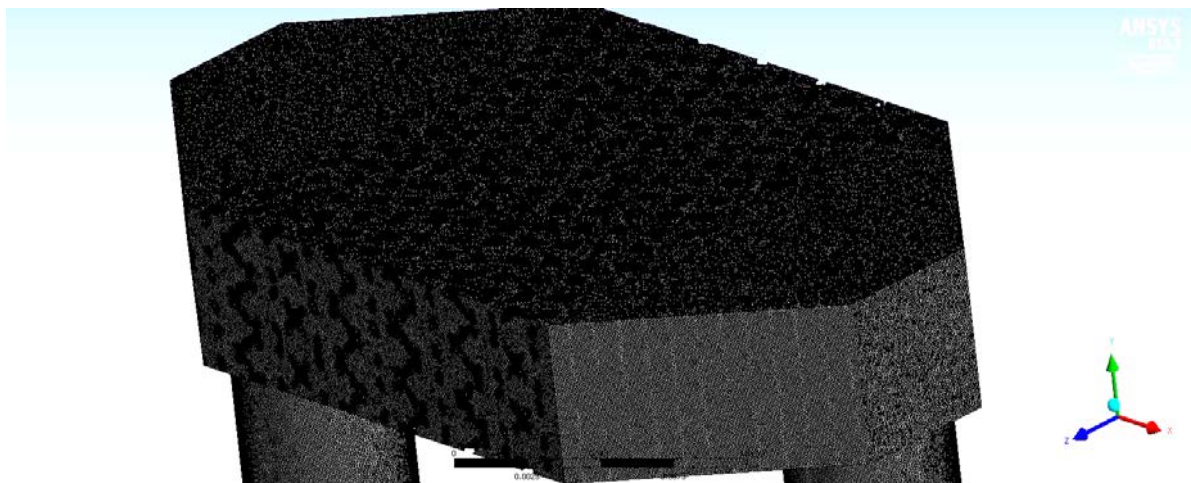


Figura 4.28: Rappresentazione grafica della mesh del fluido che scorre nel dissipatore di calore a griglia metallica a micro-canali inclinati di 25° .

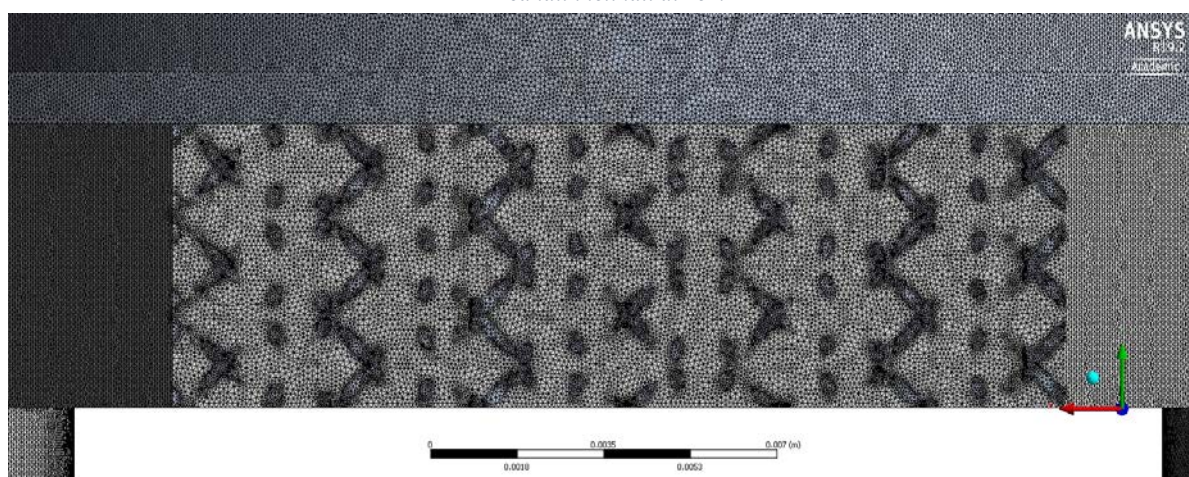


Figura 4.29: Rappresentazione grafica della mesh del dissipatore di calore a griglia metallica a micro-canali inclinati di 25° e del fluido che scorre al suo interno.

Una volta terminata la procedura di meshatura, vengono nominate le regioni di ingresso (Inlet) e di uscita (Outlet) del fluido refrigerante e la zona di ingresso (Power-in) dove è depositato l'input di potenza termica, come rappresentato in Figura 4.30. In questa maniera, il software riconosce tali zone e considera le rimanenti come le pareti del sistema, nel caso in esame pareti adiabatiche che non scambiano calore con l'ambiente esterno.

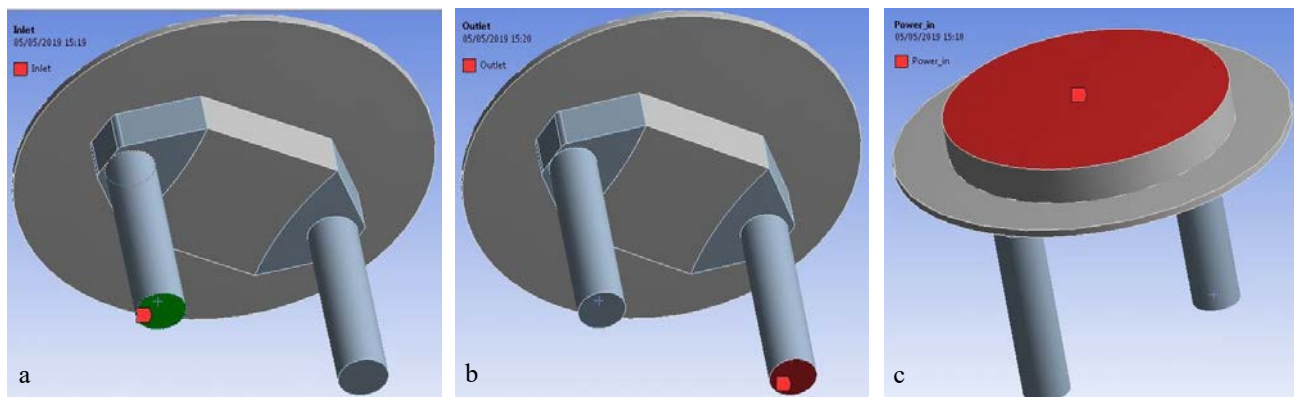


Figura 4.30: Denominazione delle superfici: di ingresso del fluido refrigerante (a), di uscita del fluido refrigerante (b) e di ingresso del flusso termico (c).

4.3 - MODELLO FLUIDODINAMICO TURBOLENTO

I metodi descritti di seguito si applicano ai fenomeni fluidodinamici di tipo turbolento e si adattano particolarmente al moto del fluido che scorre all'interno dei condotti del circuito di raffreddamento e dei dissipatori di calore. Infatti, nota la portata del fluido refrigerante e le caratteristiche geometriche delle sezioni di attraversamento dell'intero circuito, è stato possibile calcolare il numero di Reynolds e il coefficiente di scambio termico convettivo. Il fluido, durante il suo percorso, scorre lungo i condotti di collegamento del circuito, entra nel collettore di distribuzione del dissipatore, scorre all'interno dei condotti del dissipatore stesso, quindi viene raccolto nel collettore di uscita, per ritornare infine nei condotti del circuito di raffreddamento. Per ogni sezione di passaggio del fluido sono dunque stati valutati i seguenti parametri:

- 1) Sezione di attraversamento A in $[m^2]$ (determinata dal modello CAD)
- 2) Perimetro bagnato $2p$ in $[m]$ (determinato dal modello CAD)
- 3) Diametro idraulico D_H in $[m]$: $D_H = \frac{4A}{2p}$
- 4) Velocità di scorrimento in $[m/s]$: $v = \frac{\dot{m}}{A}$
- 5) Numero di Reynolds: $Re = \frac{v D_H}{\nu}$

con ν che indica la viscosità cinematica dell'acqua pari a $10^{-6} m^2s^{-1}$ e la portata volumetrica $\dot{m}$ pari a $0.01661 m^3/s$. I risultati vengono riassunti nella seguente tabella:

	Condotto di ingresso	Condotto a sezione rettangolare	Micro-canali elicoidali	Micro-canali dritti del dissipatore a griglia	Micro-canali del dissipatore a griglia a 25°
Perimetro bagnato [mm]	18.8	50.0	166.54	299.64	251.01
Area di attraversamento $[mm^2]$	28.3	114.0	38.83	58.72	47.36
Diametro idraulico [mm]	6.00	9.00	0.93	0.78	0.76
Velocità del fluido [m/s]	0.58	0.14	0.42	0.28	0.35
Numero di Reynolds	3524	1328	397	221	263.9

Tabella 4.3: Caratteristiche geometriche dei dissipatori di calore e caratteristiche fluidodinamiche del fluido che li attraversa.

Si osserva come il parametro di Reynolds vari da sezione a sezione, passando da un moto quasi turbolento all'interno del condotto di ingresso, ad un moto di transizione nella zona rettangolare, fino ad un moto laminare all'interno della geometria del dissipatore. Per questo il modello fluidodinamico scelto è stato un modello turbolento, in modo tale che gli effetti dei vortici siano tenuti in considerazione in maniera differente in ciascuna regione a seconda del regime.

Nel caso in esame, sono stati valutati vari, possibili modelli fluidodinamici e sono stati selezionati quelli ritenuti più adeguati al caso oggetto del presente studio, facendo un'analisi sulle loro caratteristiche e principi di funzionamento [19].

Di seguito viene descritta la disponibilità dei modelli fluidodinamici offerti dal modulo Fluent e le caratteristiche del moto del fluido che ciascuno di essi riesce meglio a riprodurre [20]. Vengono inoltre riassunte schematicamente le ragioni principali per cui alcuni modelli sono stati scelti e ed altri non sono stati presi in considerazione:

- 1) Modello **non viscoso**: escluso poiché il fluido operativo è viscoso.
- 2) Modello **laminare**: escluso poiché all'interno del dissipatore la velocità del fluido operativo nei condotti varia nel tempo in intensità e in direzione e i filetti fluidi si mescolano tra loro, contrariamente alle ipotesi di moto laminare.

- 3) Modello **Spalart-Allmaras**: escluso poiché adatto per applicazioni aerospaziali, con grandi gradienti di pressione sullo strato limite.
- 4) Modello **k- ϵ standard**: adatto per flussi turbolenti completamente sviluppati ed applicazioni con trasferimento di calore, ma è stato escluso poiché in esso sono trascurati gli effetti della viscosità molecolare.
- 5) Modello **k- ϵ RNG**: può essere utilizzato poiché si adatta ad un gran numero di tipologie di flussi turbolenti, include gli effetti della viscosità anche a bassi numeri di Reynolds. E' più sensibile alla curvatura delle linee di flusso, rispetto al modello k- ϵ standard, includendo anche una maggiore accuratezza per i moti di swirl; utilizza inoltre un'equazione analitica per il calcolo del numero di Prandtl, anziché una costante specificata dall'utente come nel modello k- ϵ standard.
- 6) Modello **k- ϵ Realizable**: può essere utilizzato poiché diversi studi hanno oramai dimostrato che risulta il migliore e più affidabile tra i vari modelli k- ϵ per la descrizione analitica dei flussi turbolenti, con effetti di distacco di parete e con flussi secondari complessi. A differenza del k- ϵ standard, questo modello contempla un altro schema per riprodurre la viscosità turbolenta e l'equazione del trasporto di ϵ è derivata in maniera più corretta. Questo modello è più sensibile, inoltre, alla curvatura delle linee di flusso, ai vortici e alle rotazioni rispetto al modello k- ϵ standard.
- 7) Modello **k- ω standard**: non è stato utilizzato poiché il suo punto di debolezza è la scarsa sensibilità delle soluzioni al di fuori dello strato limite.
- 8) Modello **k- ω Baseline (BSL)**: questo modello unisce l'accuratezza del modello k- ω standard, nelle vicinanze delle pareti, con quella del modello k- ϵ lontano dalle pareti, introducendo delle funzioni di collegamento fra le due zone e costanti differenti rispetto al modello k- ω standard. Tuttavia non predice l'inizio e la quantità di separazione del flusso dalle superfici lisce; per questo motivo, è stato escluso.
- 9) Modello **k- ω Shear-Stress-Transport (SST)**: può essere utilizzato poiché si addice ad un maggior numero di tipologie di flussi turbolenti rispetto ai due precedenti modelli k- ω . Esso include le caratteristiche del modello k- ω BSL ed, in aggiunta, tiene conto anche del trasporto delle tensioni tangenziali turbolente nella definizione di viscosità turbolenta. Esso cerca inoltre di risolvere il problema del modello BSL, prevedendo l'inizio e la quantità di separazione del flusso dalle superfici lisce.
- 10) Modello di **transizione k-kl- ω** : escluso poiché è utile per predire lo sviluppo dello strato limite e calcolare l'inizio della transizione dello strato limite da laminare a turbolento.
- 11) Modello di **transizione SST**: escluso poiché non è adatto per flussi sviluppati in canali dove il flusso a superficie libera non è presente.
- 12) Modello **Scale-Adaptive-Simulation (SAS)**: può essere utilizzato poiché migliora i modelli Urans (ad esempio SST), permettendo la risoluzione dello spettro turbolento in condizioni instabili di flusso. I modelli Urans simulano solo l'instabilità su larga scala, mentre questo la aggiusta su più scale in modo dinamico e permette lo sviluppo dello spettro turbolento nelle zone di distacco.

13) Modello **Detached Eddy Simulation**: è stato escluso poiché è principalmente applicato nelle regioni ove dominano flussi turbolenti in grande scala.

In base alle considerazioni sopra descritte e a una serie di prove con i vari modelli, si è optato per la scelta del modello fluidodinamico **k-ε di tipo RNG**, con la funzione avanzata di trattamento della parete Scalable Wall function. Questo modello a due equazioni si adatta a diverse tipologie di flussi turbolenti ed i suoi coefficienti sono ricavati empiricamente. Il vantaggio di questo modello risiede anche nella possibilità di utilizzare la *funzione di parete Scalable Wall function*, che tiene in considerazione gli effetti dello strato limite indipendentemente dalla dimensione di elemento scelta in corrispondenza della parete. Essa dunque non rende più necessario l'affinamento in modo spinto della mesh in corrispondenza delle pareti, permettendo di ridurre il numero di elementi meshati.

4.4 – MODELLAZIONE DELLA POTENZA TERMICA ENTRANTE

In questo paragrafo, viene descritto il modello analitico adottato per la deposizione della potenza termica sulla superficie superiore del dissipatore. Essendo una distribuzione di tipo costante sulla superficie superiore del dissipatore di calore, dovuta allo spot luminoso, troppo esemplificativa, si è optato per una modellazione con un profilo di tipo gaussiano, più aderente alla caso reale. In tal modo la potenza termica totale depositata resta invariata, ma la sua distribuzione è maggiormente concentrata nella zona centrale dello spot, riducendosi sensibilmente all'estremità della superficie superiore del dissipatore [21]. Questa tendenza riroduce più verosimilmente l'andamento della potenza termica emessa dalla lampada ed i risultati delle simulazioni confermano questa scelta. Poiché la parte visibile della radiazione elettromagnetica emessa dalla lampada è concentrata nella zona centrale della superficie del dissipatore, e racchiusa in uno spot circolare di 24 mm di diametro, in prima approssimazione si può ritenere che anche la parte infrarossa dello spettro che impatta sul dissipatore sia concentrata nella medesima area dello spot. Considerati i tipici profili di distribuzione dell'intensità luminosa in corrispondenza del piano focale, si è deciso di concentrare il 75% della potenza termica totale emessa dalla lampada in uno spot circolare di diametro 24 mm, centrato sulla superficie superiore del dissipatore. Il restante 25% della potenza termica entrante viene distribuito invece sulla zona anulare esterna adiacente, per un diametro massimo di 36 mm. La potenza specifica sarà massima al centro del dissipatore e tendente a zero sul bordo circolare esterno. L'integrale della funzione gaussiana che modella la potenza specifica, esteso su tutta la superficie del dissipatore, deve essere quindi pari alla potenza termica entrante e a quella dissipata dal prototipo.

La funzione che descrive la distribuzione gaussiana applicata al caso in esame è la seguente:

$$\dot{q}(r) = \frac{\dot{Q}}{2\pi\sigma^2} e^{-\frac{r^2}{2\sigma^2}}$$

in cui $\dot{q}(r)$ è il flusso termico specifico espresso in $[W/m^2]$, $\dot{Q}$ è il carico termico complessivamente incidente, espresso in $[W]$, e σ la deviazione standard in $[m]$, in questo caso quindi il parametro di apertura del fascio. Essendo il dominio della funzione gaussiana esteso per definizione sull'intero asse reale $[-\infty; +\infty]$, per determinare la deviazione standard σ si impone che, per un raggio generico (r) uguale al raggio dello spot (R_s), il valore della potenza termica specifica sia pari al 25% della potenza di picco al centro del dissipatore. È stato scelto tale valore percentuale poiché è in accordo con il profilo della distribuzione della potenza specifica emessa dalla lampada e poiché fornisce dei valori analitici delle temperature del dissipatore in accordo con i dati sperimentali. Si impone dunque la seguente uguaglianza, che permette di ricavare il rapporto fra il raggio dello spot R_s e la deviazione standard σ :

$$\dot{q}(R_s) = 0.25 \cdot \dot{q}(\text{picco}) \rightarrow e^{-\frac{R_s^2}{2\sigma^2}} = 0.25 \rightarrow \frac{R_s}{\sigma} \cong 1.67$$

Imposto un certo raggio dello spot, si calcola la deviazione standard; essa deve essere tale per cui il 75% della potenza specifica venga concentrata all'interno dello spot. Infine, noto il flusso termico, noto il raggio dello spot e nota la deviazione standard, si ricava l'equazione della curva gaussiana; ad esempio, per un flusso termico di 60W e un raggio dello spot pari a 1.2 cm, l'equazione risulta:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{2\pi\sigma^2} e^{-\frac{r^2}{2\sigma^2}} = \frac{60}{2\pi \cdot 0,72^2} e^{-\frac{r^2}{2 \cdot 0,72^2}}$$

La distribuzione gaussiana della potenza specifica sulla superficie superiore dello spot è così rappresentata:

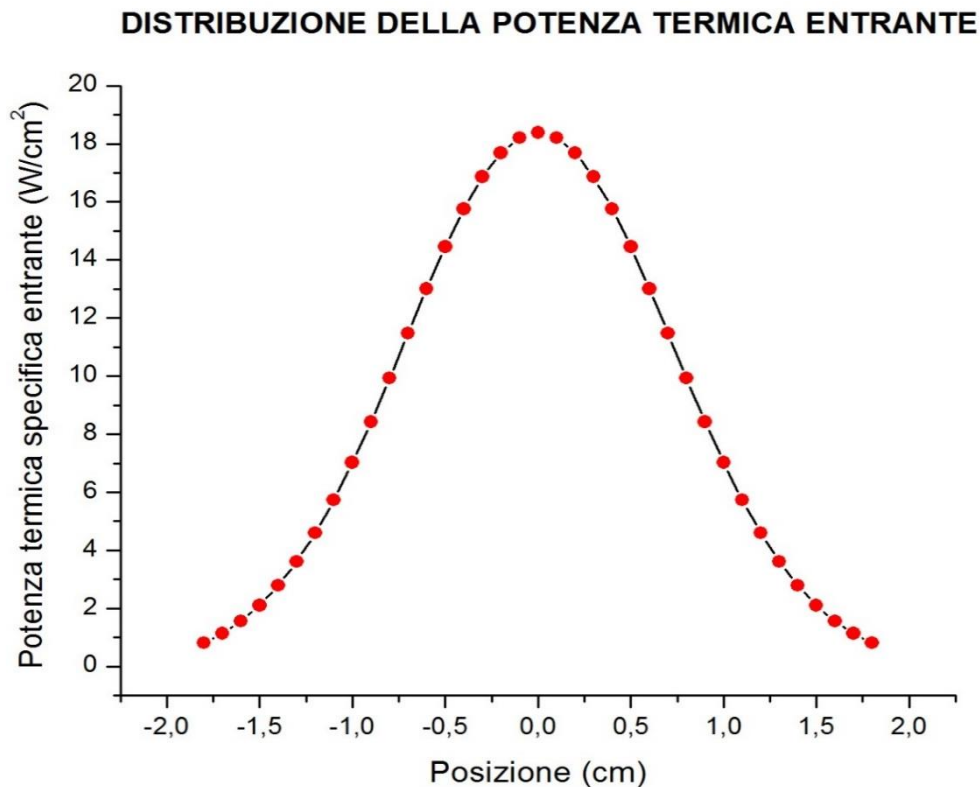


Figura 4.31: Distribuzione gaussiana della potenza termica entrante sulla superficie superiore del dissipatore di calore.

In Figura 4.31, in rosso è rappresentato il diametro dello spot luminoso emesso dalla lampada che va a colpire la superficie superiore del dissipatore e all'interno del quale è concentrato il 75% del flusso termico entrante. Il raggio della superficie superiore del dissipatore è pari a 18 mm e la corrispondente potenza termica specifica depositata su di esso è minore dell'1% rispetto al valore del picco della distribuzione.

Essendo il dissipatore di calore tridimensionale, anche la funzione gaussiana della potenza termica specifica dovrà essere una funzione di rivoluzione applicata al centro della sua superficie superiore, coincidente con l'origine del sistema di riferimento. La sua equazione perciò diventa:

$$y = A \cdot e^{(-B \cdot (x-x_0)^2 - B \cdot (y-y_0)^2)}$$

con:

- y = Potenza termica specifica entrante valutata in $[W/cm^2]$
- $A = P/(2\pi\sigma^2)$, dove P è la potenza termica totale emessa dalla lampada, in W, e σ la deviazione standard. La costante A rappresenta il valore di picco della distribuzione gaussiana.
- $B = 1/(2\sigma^2)$, rappresenta il fattore di forma della gaussiana.

I valori di A e B della distribuzione gaussiana della potenza specifica così ottenuta variano a seconda della potenza termica emessa della lampada.

Un esempio di distribuzione gaussiana della potenza termica specifica il cui integrale sia pari a 60 W, ed il cui raggio dello spot sia pari a 0.012 m, è riportato nella Figura 4.32. La potenza termica specifica nel picco vale 183863 W/m², corrispondente a 18.38 W/cm², e la potenza termica specifica in corrispondenza del raggio dello spot vale 11491.58 W/m² (pari al 6% della potenza sul picco), è rappresentata dalla seguente funzione:

$$y = 183863 \cdot e^{(-9627 \cdot (x-x_0)^2 - 9627 \cdot (y-y_0)^2)}$$

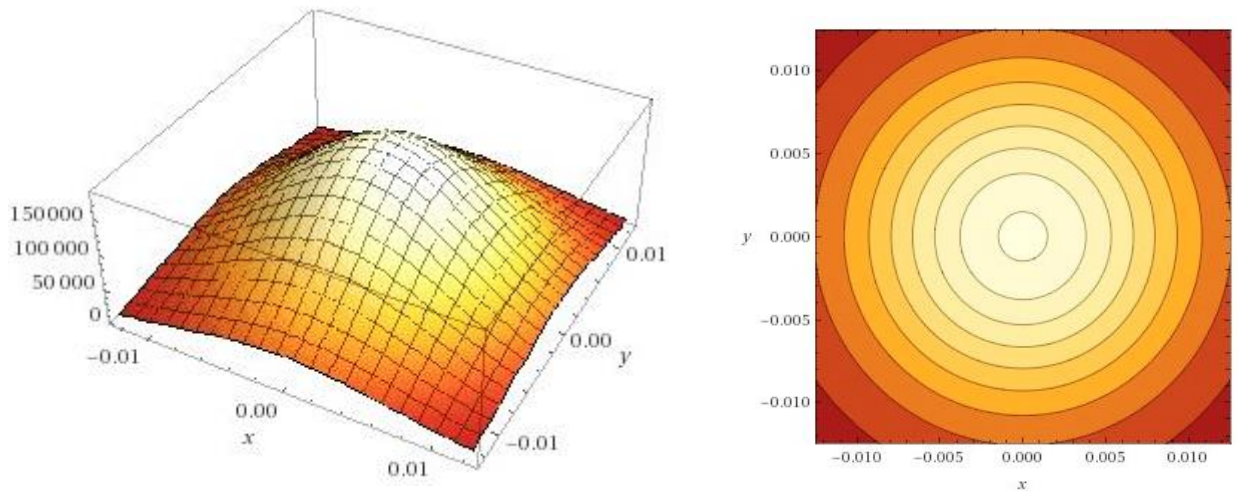


Figura 4.32: Rappresentazione grafica 3D della distribuzione gaussiana della potenza termica entrante.

Tale funzione viene data come input alla simulazione, in Fluent come User Define Function (UDF), sotto forma di un file.c come il seguente:

```
#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(Gaussian Function 60W,thread,index)
{
    real vC[ND_ND];
    real x;
    real y;
    face_t f;

    begin_f_loop(f,thread);
    {
        F_CENTROID(vC,f,thread);
        x=vC[0];
        y=vC[1];

        F_PROFILE(f,thread,index)=183863.00*exp(-(x-0.00)*(x-
0.00)*9627.04-(y-0.00)*(y-0.00)*9627.04);
    }
    end_f_loop(f,thread)
}
```

4.5 – IMPOSTAZIONE DEI PARAMETRI DELLA SIMULAZIONE

Dopo aver ottenuto la meshatura della regione volumetrica, essa viene importata in Fluent, il risolutore per le analisi fluidodinamiche. Di seguito vengono descritte le operazioni effettuate per il settaggio delle impostazioni della simulazione, nelle quali vengono inserite le condizioni al contorno del sistema:

- 1) Si imposta il modello di calcolo attivando l'opzione scambio di energia.
- 2) Si seleziona il modello fluido-dinamico desiderato e le relative sue opzioni: si è optato per il modello fluidodinamico k- ϵ di tipo RNG, attivando l'opzione di swirl e la funzione di parete scalabile. In questo modo, grazie alla funzione di parete, è possibile ridurre il numero di elementi della mesh non andando ad affinare considerevolmente la mesh nelle zone di interfaccia parete-fluido.
- 3) Si selezionano i materiali che costituiscono il sistema: in questo caso acqua (allo stato liquido) e rame; è stato scelto di modificare la conducibilità del rame rispetto a quella fornita dal database, a causa della particolare tipologia di rame utilizzato (OFHC), ed è stata aumentata del 3%: da 387.6 W/m·K a 400 W/m·K.
- 4) Si associa, ad ogni regione volumetrica, il corrispondente materiale: acqua per il fluido con e rame OFHC per il solido.
- 5) Si impostano le seguenti condizioni al contorno:
 - a) Pressione di riferimento: 101325 Pa (pressione atmosferica)
 - b) Portata di massa del fluido refrigerante: 0.01661 kg/s, ortogonale alla superficie di ingresso (inlet).
 - c) Temperatura di ingresso del fluido refrigerante: 287.15 K.
Potenza termica in ingresso: distribuzione gaussiana della potenza, con valore dell'integrale della potenza concentrato per il 75% nello spot di diametro 24 mm posto al centro della superficie superiore del dissipatore. Sono state eseguite numerose prove con differenti valori di flusso termico entrante. Come primo tentativo è stato scelto di effettuare tre simulazioni, una per ciascuna tipologia di dissipatore, con una potenza termica entrante intermedia rispetto a quelle testate in laboratorio (da 0 a 100 W), pari a 60 W.
- 6) Si accoppiano le zone di interfaccia tra solido e liquido.
- 7) Si imposta il metodo di risoluzione (*metodo Coupled*), con l'utilizzo di funzioni del secondo ordine.
- 8) Si imposta il *numero di Courant*, pari ad 80, che rappresenta una condizione per la convergenza quando si risolvono le equazioni differenziali alle derivate parziali.
- 9) Si procede successivamente con l'*inizializzazione ibrida*.
- 10) Infine si imposta un numero di iterazioni sufficientemente alto, entro il quale la soluzione deve convergere, ovvero i residui delle equazioni di conservazione (continuità, velocità lungo gli assi, energia, energia cinetica turbolenta, tasso di dissipazione turbolenta) devono essere minori di un valore sufficientemente piccolo, scelto pari a 1e-03, tra un'iterazione e quella successiva.

- 11) Si verifica che, alla fine del calcolo, non siano stati segnalati *warnings* (avvertimenti) o la presenza di errori.
- 12) Si verifica nel post-processing che l'input termico sia stato effettivamente processato come una distribuzione gaussiana e che essa sia correttamente orientata e centrata sulla superficie superiore del dissipatore.

4.6 - POST-PROCESSING

Se le soluzioni sono andate a convergenza ed i residui delle iterazioni sono minori del limite scelto, si procede con la visualizzazione dei risultati ottenuti: vengono rappresentate nelle successive figure, la mappatura delle temperature relative alla sezione trasversale media del sistema, comprendente il dissipatore ed il fluido refrigerante, la temperatura globale del sistema, l'andamento della pressione e della velocità del fluido, l'andamento del coefficiente di scambio termico e delle linee di flusso della velocità del fluido. Di seguito vengono riportati i grafici dei risultati ottenuti con le simulazioni ottenute con potenza termica in ingresso pari a 60W:

A) Dissipatore di calore con micro-canali elicoidali.

- 1) Distribuzione della temperatura del dissipatore e del fluido refrigerante:

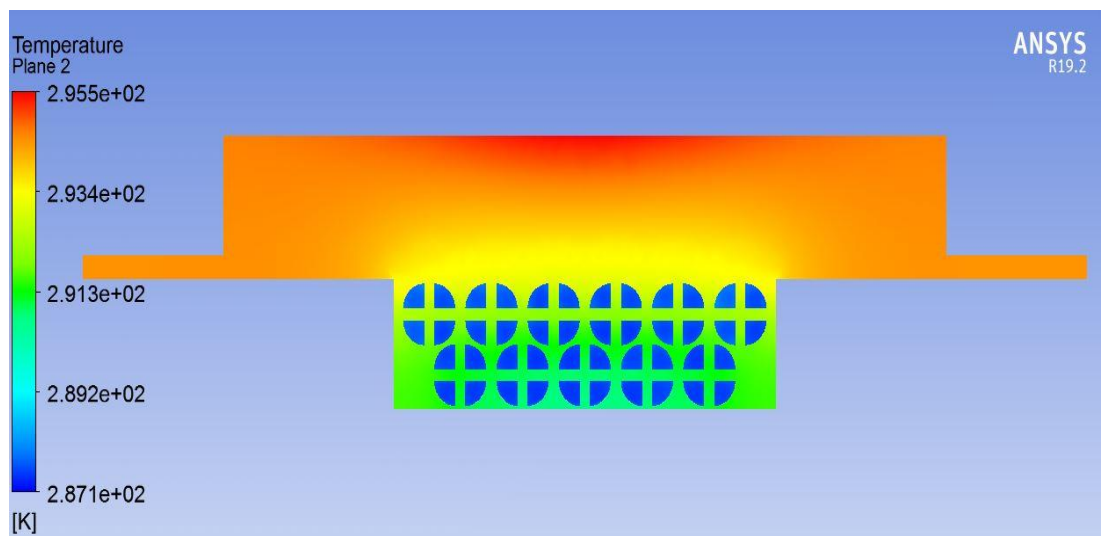


Figura 5.33: Mappatura delle temperature del dissipatore di calore a micro-canali elicoidali in corrispondenza della sezione trasversale media.

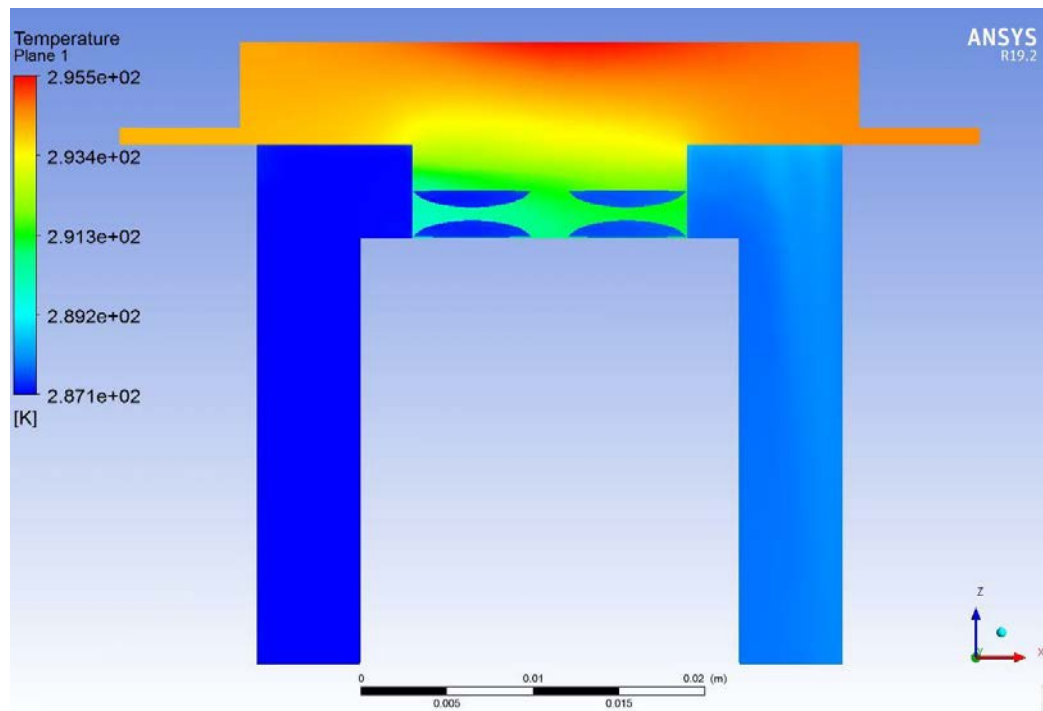


Figura 4.34: Mappatura delle temperature del dissipatore di calore a micro-canali elicoidali e del fluido refrigerante in corrispondenza della sezione longitudinale media.



Figura 4.35: Vista assionometrica della mappatura delle temperature del fluido refrigerante che scorre all'interno dei micro-canali elicoidali.

2) Profilo della velocità scalare risultante del fluido refrigerante:

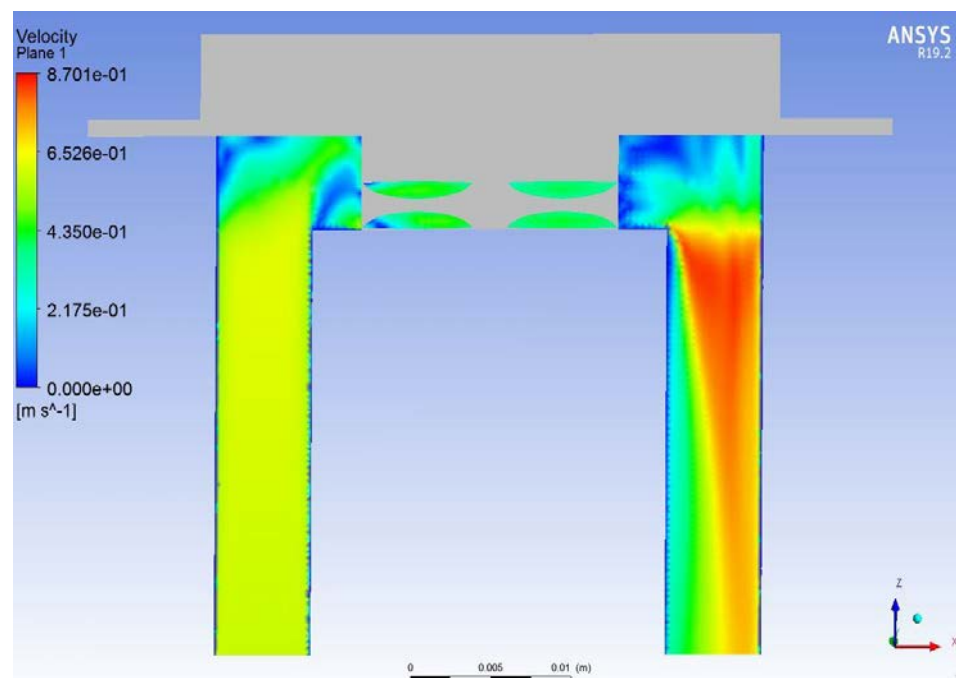


Figura 4.36: Mappatura delle velocità scalari risultanti del fluido refrigerante in corrispondenza della sezione longitudinale media.

3) Distribuzione della pressione:

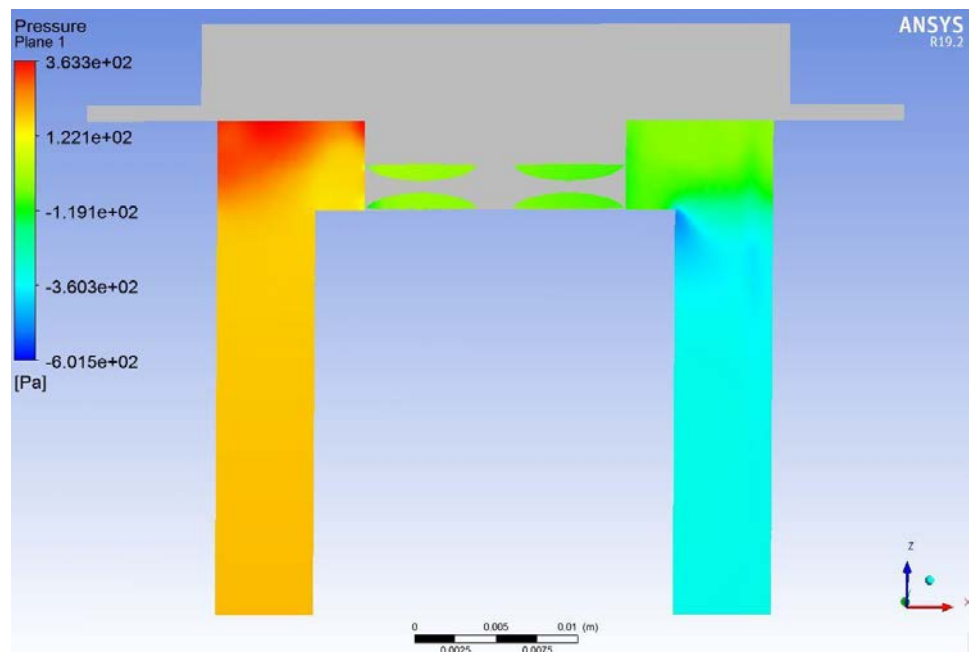


Figura 4.37: Mappatura delle pressioni del fluido refrigerante in corrispondenza della sezione longitudinale media.

4) Distribuzione del coefficiente di scambio termico convettivo locale:

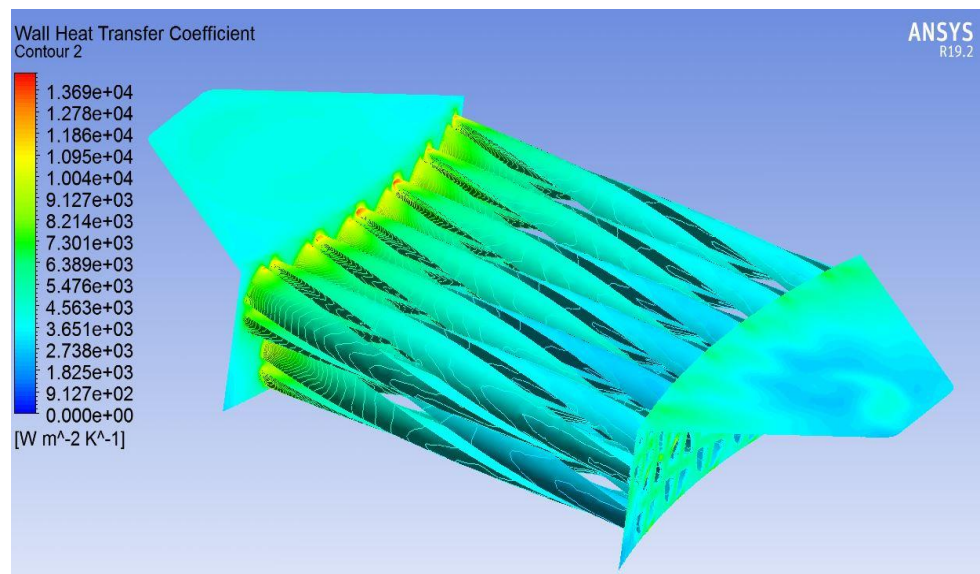


Figura 4.38: Vista assionometrica della mappatura del coefficiente di scambio termico convettivo locale all'interfaccia parete-liquido.

B) Dissipatore di calore a griglia metallica con micro-canali dritti:

1) Distribuzione della temperatura del dissipatore e del fluido refrigerante:

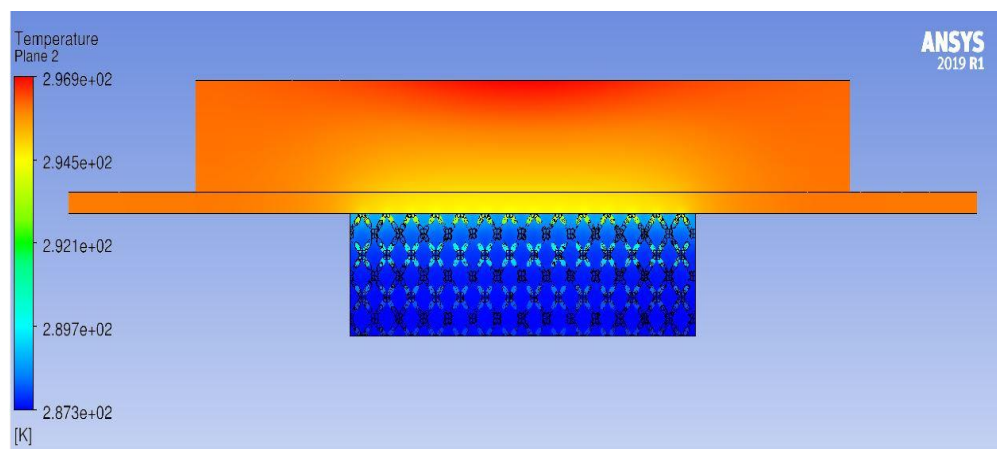


Figura 4.39: Mappatura delle temperature del dissipatore di calore a griglia metallica con micro-canali dritti in corrispondenza della sezione trasversale media.

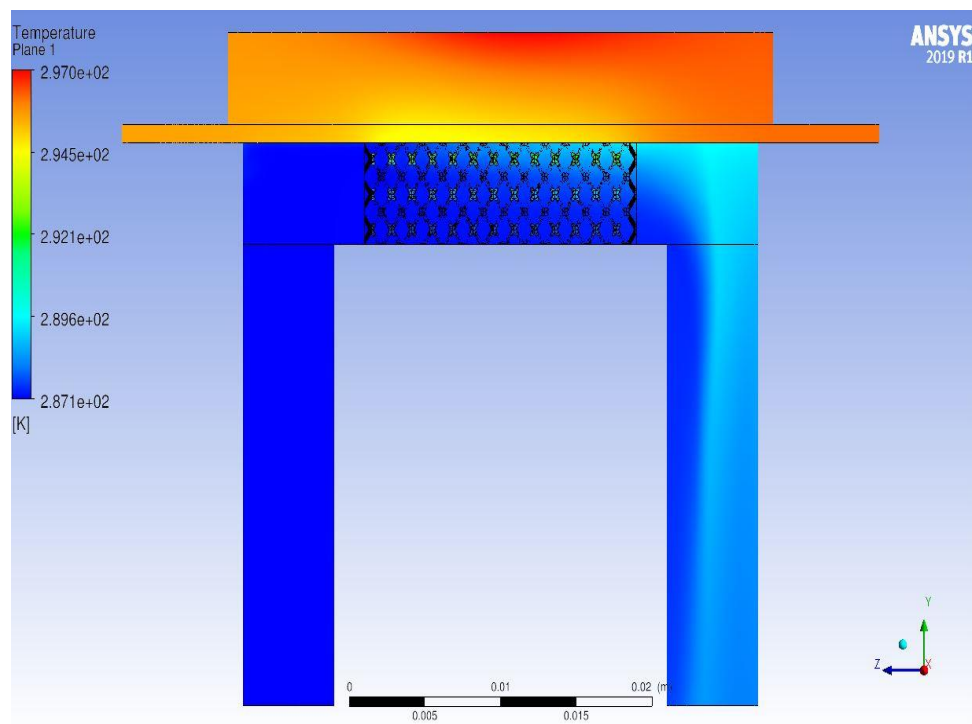


Figura 4.40: Mappatura delle temperature del dissipatore di calore a griglia metallica con micro-canali dritti e del fluido refrigerante in corrispondenza della sezione longitudinale media.

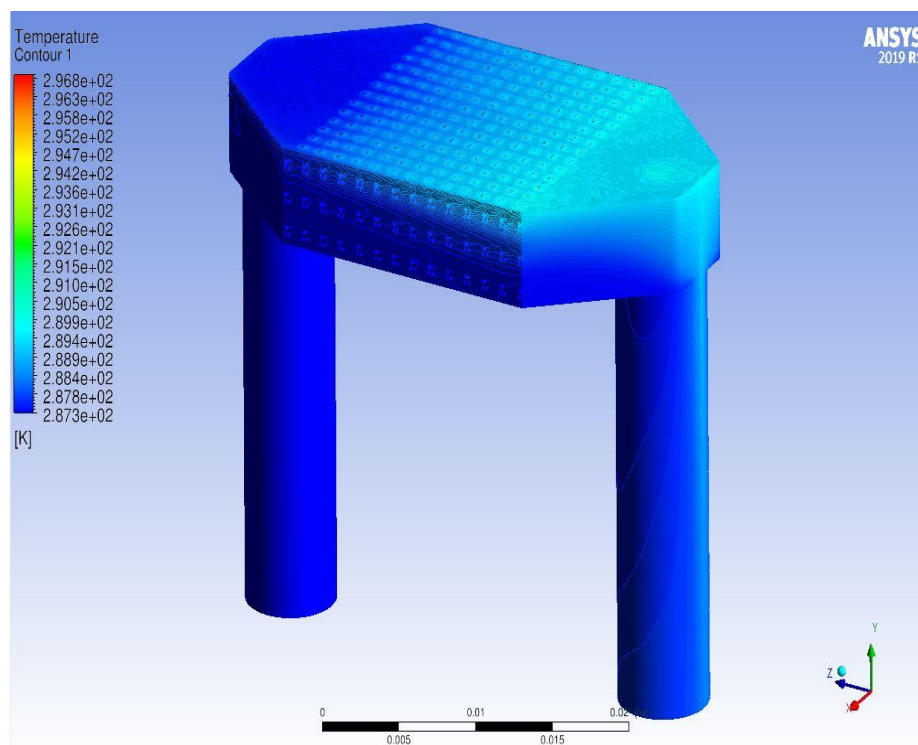


Figura 4.41: Vista assionometrica della mappatura delle temperature del fluido refrigerante che scorre all'interno dei micro-canali dritti della griglia metallica a micro-canali dritti.

2) Profilo della velocità scalare risultante del fluido refrigerante:

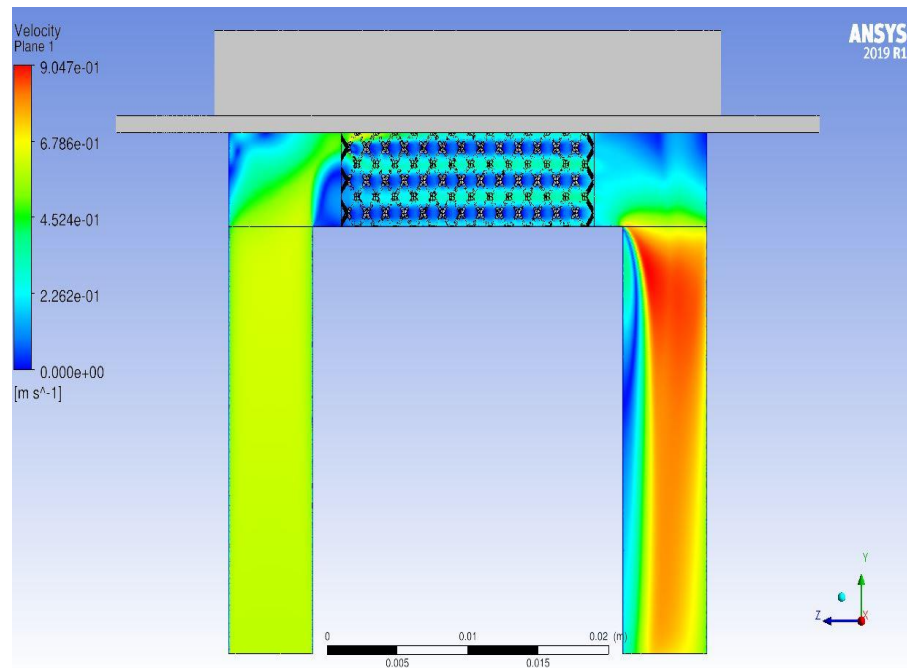


Figura 4.42: Mappatura delle velocità scalari risultanti del fluido refrigerante in corrispondenza della sezione longitudinale media, relativa al dissipatore a griglia metallica con micro-canali dritti.

3) Distribuzione della pressione:

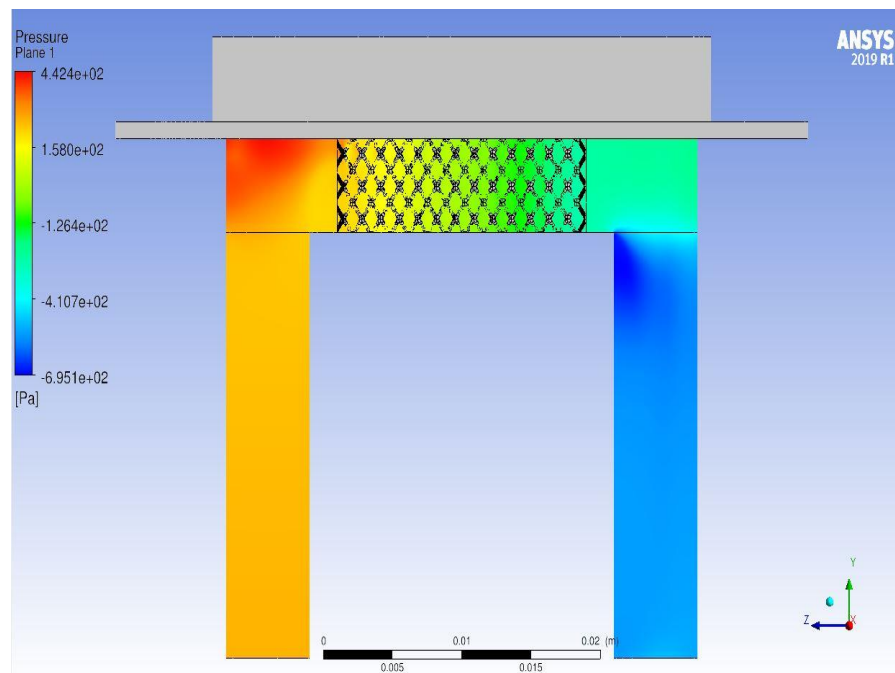


Figura 4.43: Mappatura delle pressioni del fluido refrigerante in corrispondenza della sezione longitudinale media, relativa al dissipatore a griglia metallica con micro-canali dritti.

4) Distribuzione del coefficiente di scambio termico convettivo locale:

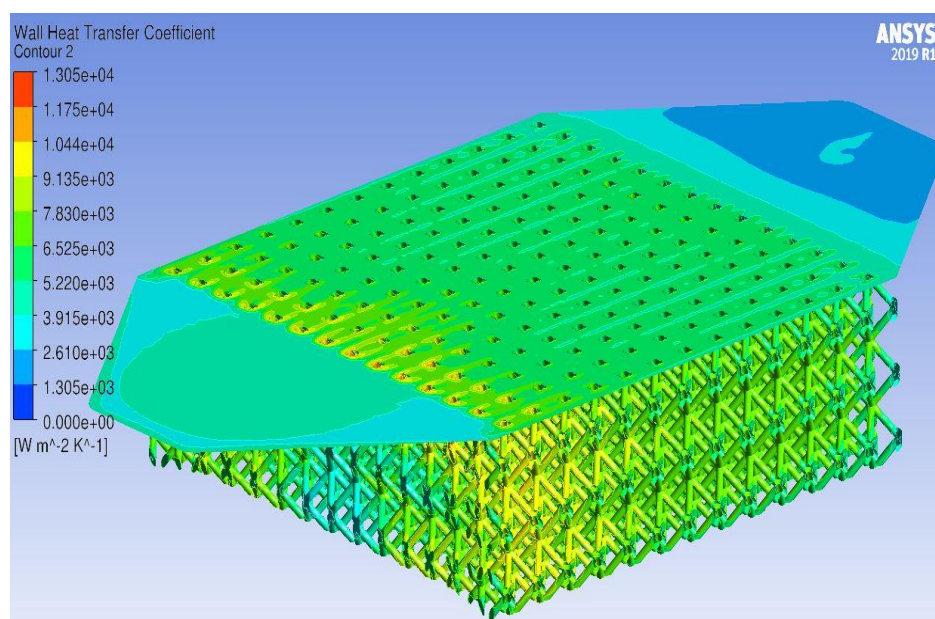


Figura 4.44: Vista assionometrica della mappatura del coefficiente di scambio termico convettivo locale all'interfaccia parete-liquido, relativa al dissipatore a griglia metallica con micro-canali dritti.

C) Dissipatore di calore a griglia metallica con micro-canali inclinati di 25°:

1) Distribuzione della temperatura del dissipatore e del fluido refrigerante:

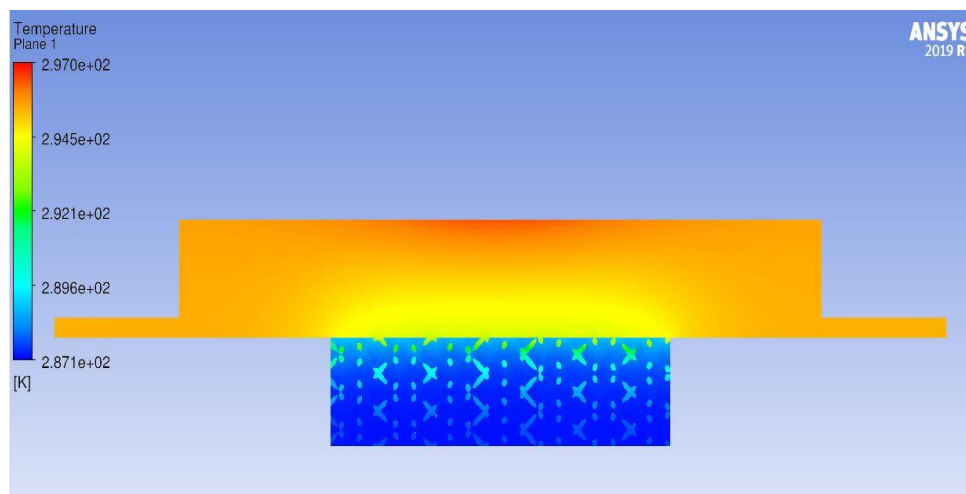


Figura 4.45: Mappatura delle temperature del dissipatore di calore a griglia metallica con micro-canali inclinati a 25° in corrispondenza della sezione trasversale media.

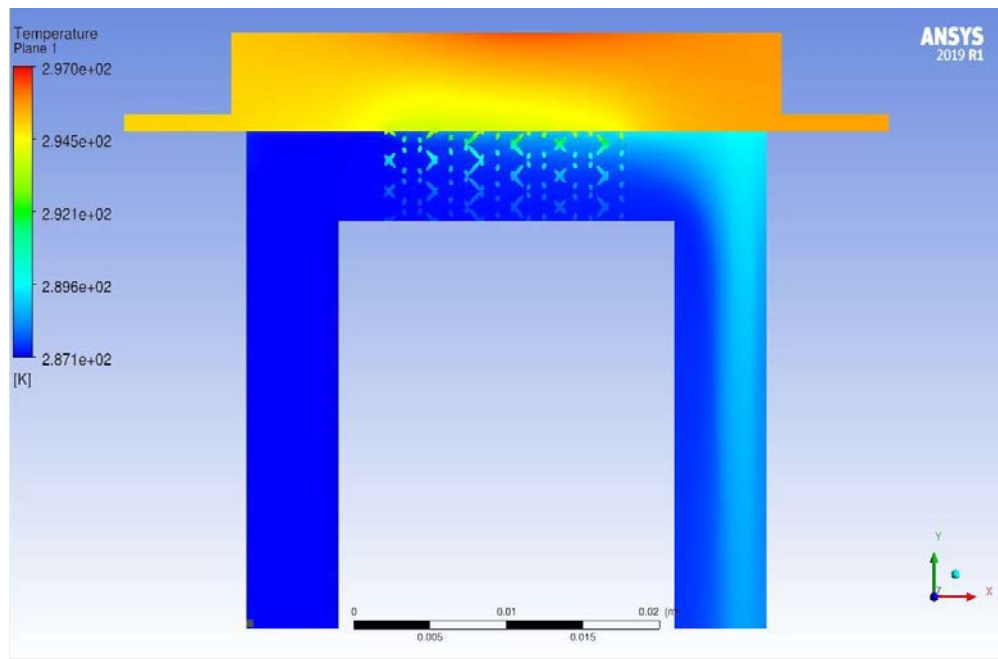


Figura 4.46: Mappatura delle temperature del dissipatore di calore griglia metallica con micro-canali inclinati a 25° e del fluido refrigerante in corrispondenza della sezione longitudinale media.

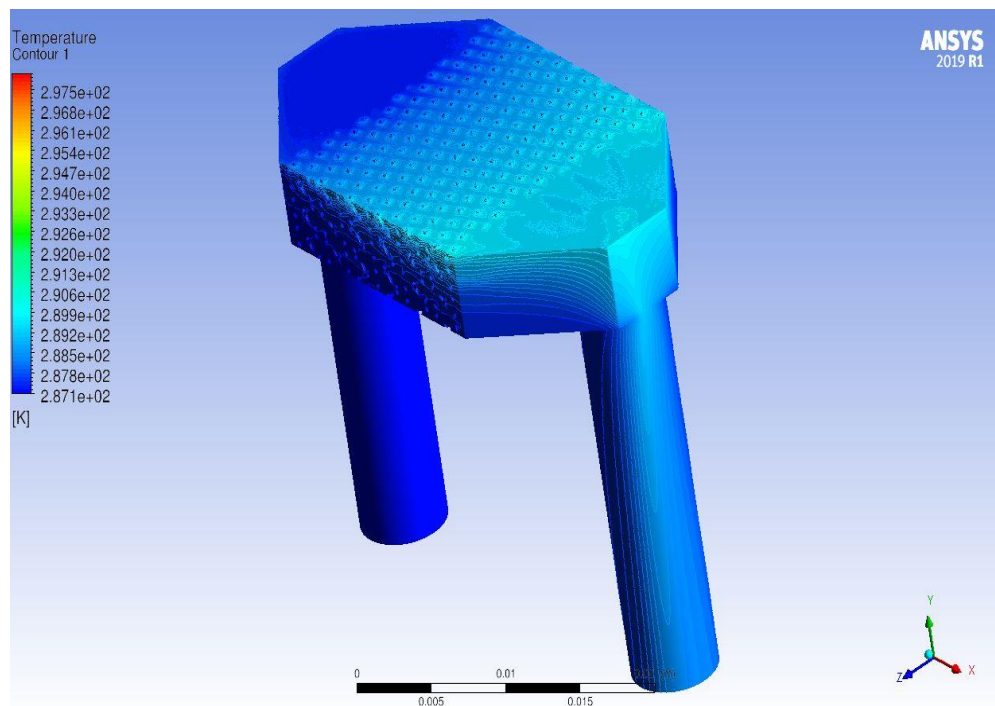


Figura 4.47: Vista assionometrica della mappatura delle temperature del fluido refrigerante che scorre all'interno dei micro-canali inclinati a 25° .

2) Profilo della velocità scalare risultante del fluido refrigerante:

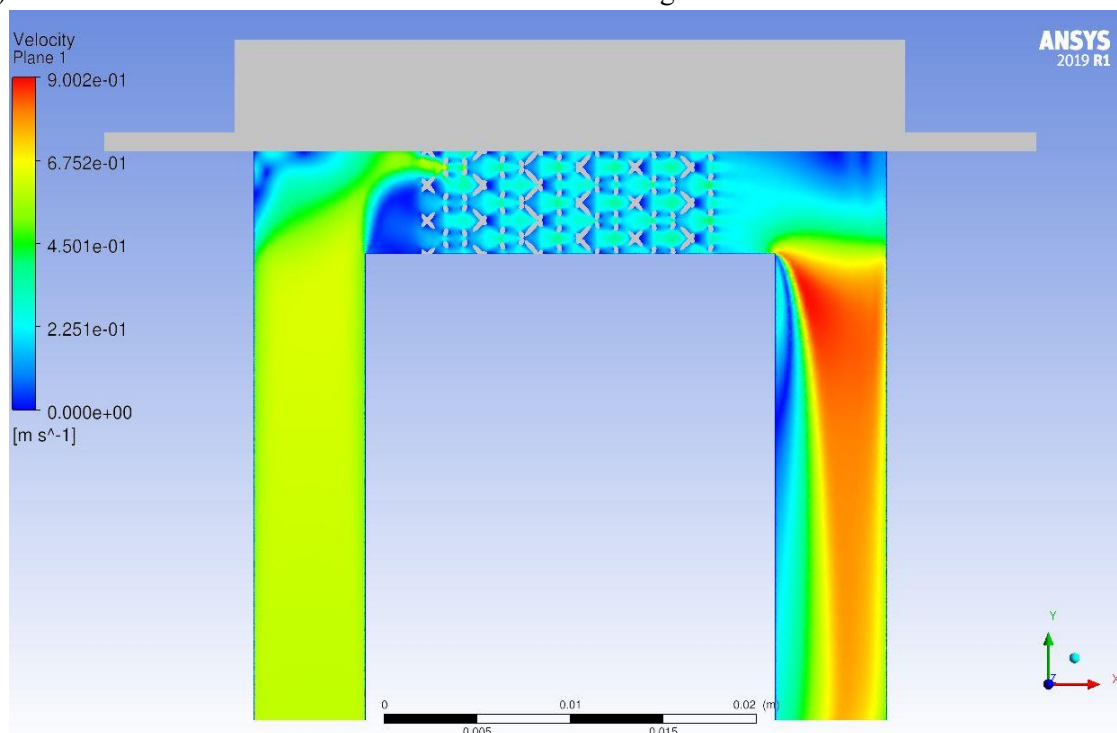


Figura 4.48: Mappatura delle velocità scalari risultanti del fluido refrigerante in corrispondenza della sezione longitudinale media, relativa al dissipatore a griglia metallica con micro-canali inclinati a 25°.

3) Distribuzione della pressione:

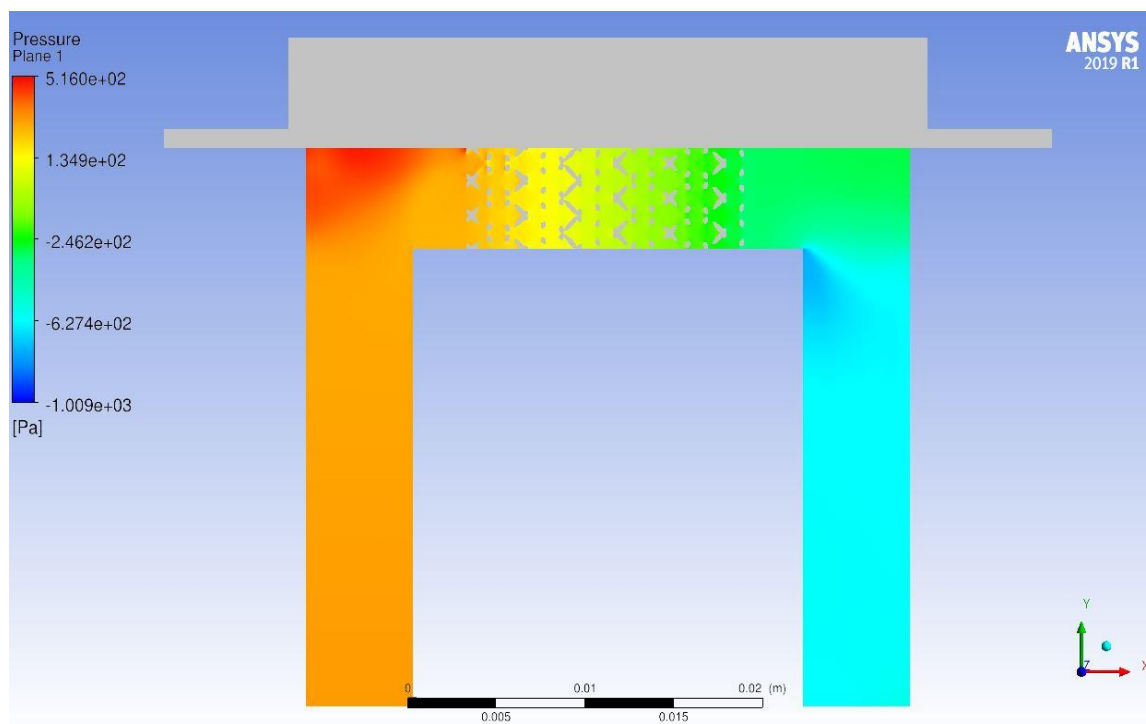


Figura 4.49: Mappatura delle pressioni del fluido refrigerante in corrispondenza della sezione longitudinale media, relativa al dissipatore a griglia metallica con micro-canali inclinati a 25°.

4) Distribuzione del coefficiente di scambio termico convettivo locale:

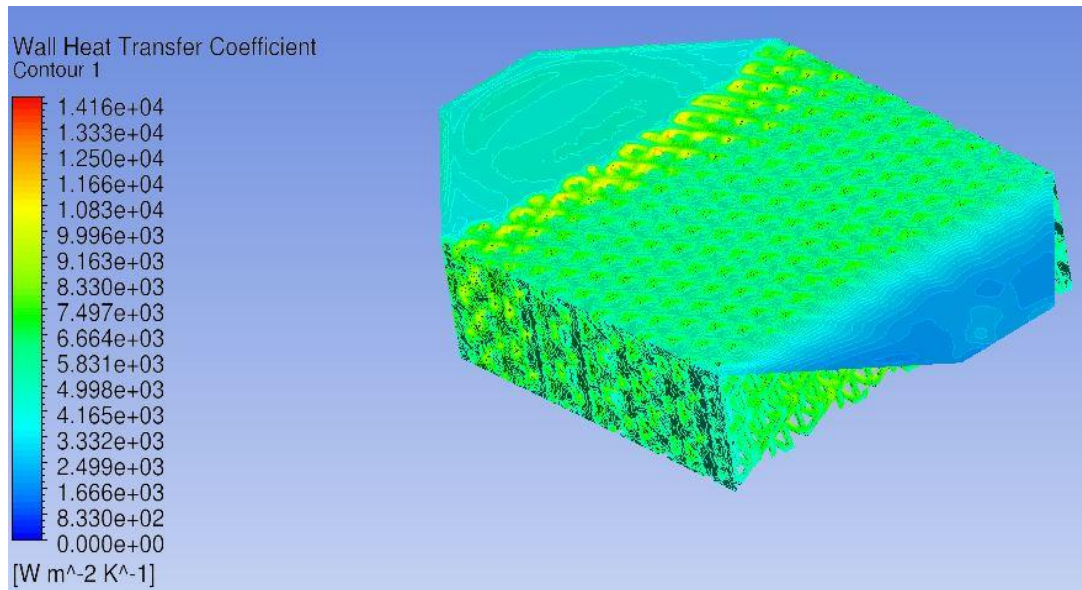


Figura 4.50: Vista assionometrica della mappatura del coefficiente di scambio termico convettivo locale all'interfaccia parete-liquido, relativa al dissipatore a griglia metallica con micro-canali inclinati a 25°.

CAPITOLO V – ANALISI DEI RISULTATI

In questo capitolo vengono presentati e confrontati i risultati sperimentali ottenuti in laboratorio e quelli numerici ricavati dalle simulazioni termo-fluidodinamiche.

5.1 - RISULTATI SPERIMENTALI

Attenendosi alla procedura sperimentale precedentemente descritta, sono stati effettuati 3 test per ognuno dei tre provini dissipatori: durante ogni test, sono stati impostati 25 differenti voltaggi della lampada e per ogni voltaggio sono stati campionati almeno 50 valori di ognuna delle 12 grandezze di interesse: T_1 , T_2 , T_3 , T_4 , T_5 , $T_{w,in}$, $T_{w,out}$, p_{ass} , p_{rel} , ω , Q_{entr} e P_{diss} . Il numero di campioni scelto è sembrato da subito adeguato e l'analisi relativa all'incertezza statistica ha potuto successivamente confermarlo. Durante ogni prova i dati delle grandezze di interesse sono stati raccolti con un intervallo di tempo pari a 5 secondi e ciascuna prova ha richiesto almeno 5 ore. I dati raccolti sono stati salvati in un database, per poi essere successivamente rielaborati tramite analisi statistiche.

5.1.1 – ELABORAZIONE DEI DATI SPERIMENTALI RACCOLTI

La procedura che è stata adottata per eseguire l'analisi dei dati raccolti è la seguente:

- 1) Il primo passo è stato quello di rappresentare graficamente l'andamento di ciascun parametro; gli obiettivi sono quelli di osservare la coerenza delle variabili misurate, di verificare che le mutue correlazioni tra di esse abbiano una corrispondenza in accordo con le leggi teoriche, di appurare la presenza di eventuali disturbi, fra tutti l'influenza della variazione della temperatura ambientale sul comportamento termodinamico del dissipatore, e di controllare la correttezza e la ripetibilità fra le diverse prove effettuate.

Di seguito vengono riportati degli esempi dei grafici dei dati delle grandezze di interesse, così come sono stati raccolti, relativi al secondo test del dissipatore a micro-canali elicoidali.

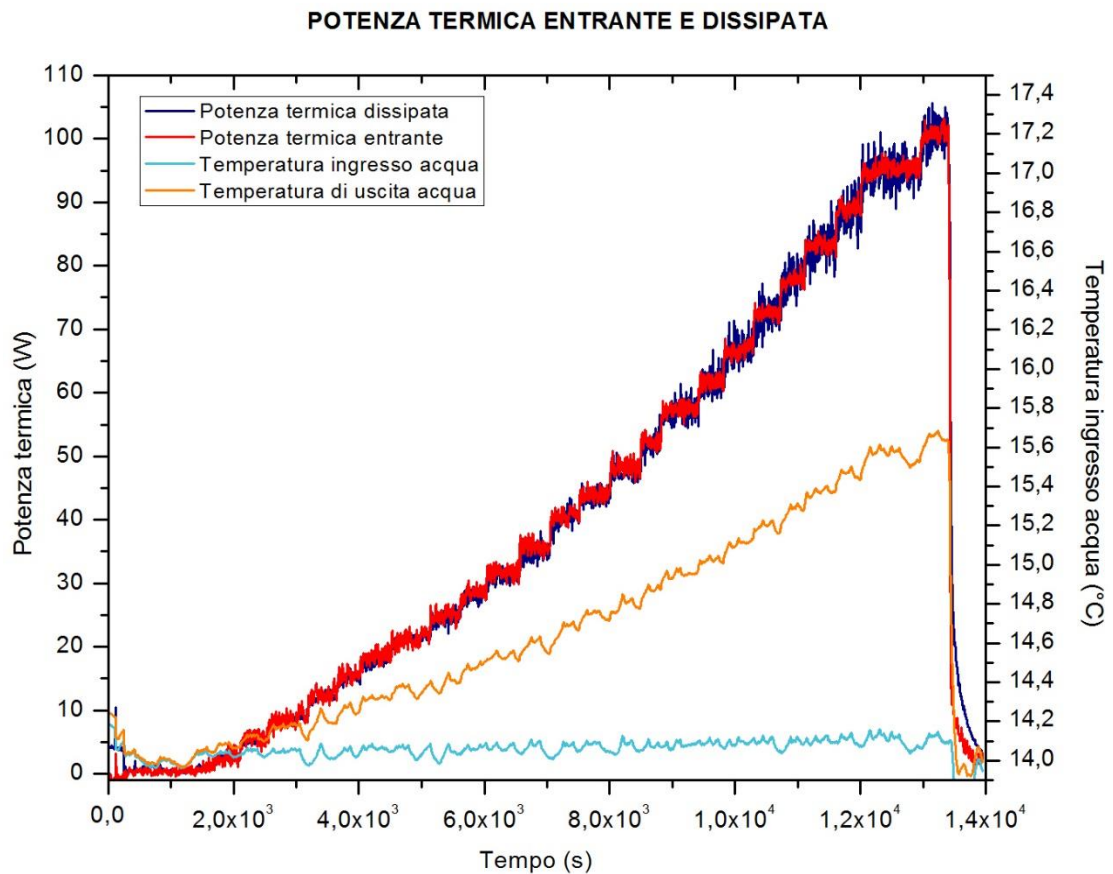


Figura 5.1: Rappresentazione grafica dei risultati sperimentali raccolti, relativi alle potenze termiche e alle temperature del fluido refrigerante.

Dal grafico dei dati relativi alle potenze in Figura 5.1, si può notare un'oscillazione delle potenze compresa in un intervallo di ± 3 W e delle temperature del fluido di ± 0.1 °C; tali oscillazioni sono principalmente dovute al rumore del segnale elettrico e all'oscillazione della portata del fluido refrigerante.

Corrispondentemente all'aumento della temperatura di uscita del fluido refrigerante segue l'aumento della potenza dissipata del dissipatore e, per ogni valore di tale potenza dissipata, corrisponde una potenza termica entrante uguale: questo significa che il valore del diametro efficace è stato impostato correttamente ad ogni differente voltaggio della lampada.

Non sono riportati, volutamente, i valori delle potenze al termine della prova, una volta che il prototipo è ritornato nelle condizioni iniziali. Infatti, pur essendo in grado di mantenere costante la temperatura del fluido refrigerante grazie al chiller di raffreddamento, la potenza dissipata, e di conseguenza quella entrante a fine prova, risultano leggermente diverse da quelle rilevate ad inizio prova, differenza che si attesta intorno a ± 3 W. Ciò dovuto al fatto che la temperatura ambientale del laboratorio (volutamente non climatizzata), durante le diverse ore di test seguiva il tradizionale ciclo termico giornaliero. Questo fatto non ha inciso, tuttavia, sui risultati della prova, essendo sia percentualmente poco rilevante, per potenze termiche maggiori di 100 W, sia perché ne è stato tenuto conto con le stime di incertezza.

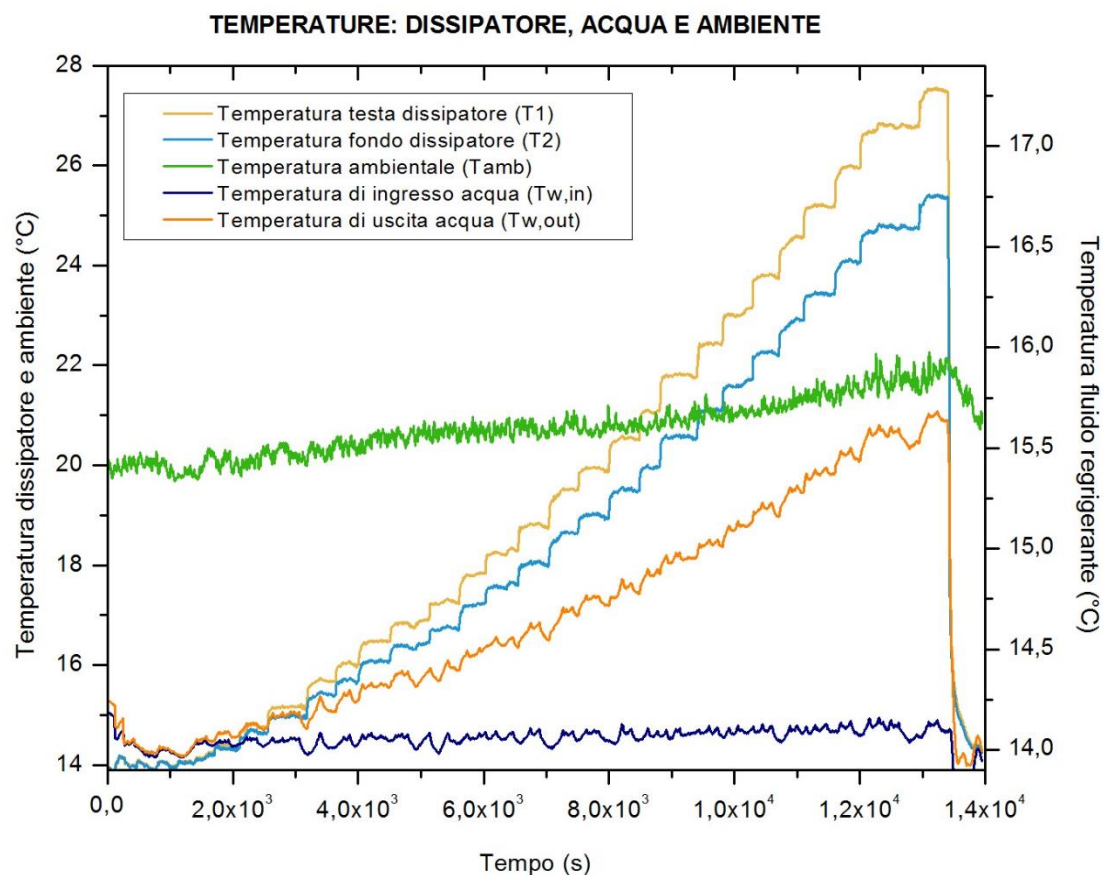


Figura 5.2: Rappresentazione grafica dei risultati sperimentali relativi alle temperature del dissipatore di calore, del fluido refrigerante e dell'ambiente.

Dal grafico dei dati delle temperature, riportate in Figura 5.2, si può notare come in prima istanza l'aumento di temperatura del fluido refrigerante si rifaccia al corrispondente aumento delle temperature del dissipatore. Per quanto concerne la temperatura ambientale, si evince come essa risulti pressoché costante durante l'esecuzione del test, o comunque tale da non presentare elevati gradienti che potrebbero andare ad influire sulla misura delle altre temperature del sistema. Anche queste grandezze oscillano, a causa del rumore del segnale elettrico e della fluttuazione della portata del fluido refrigerante.

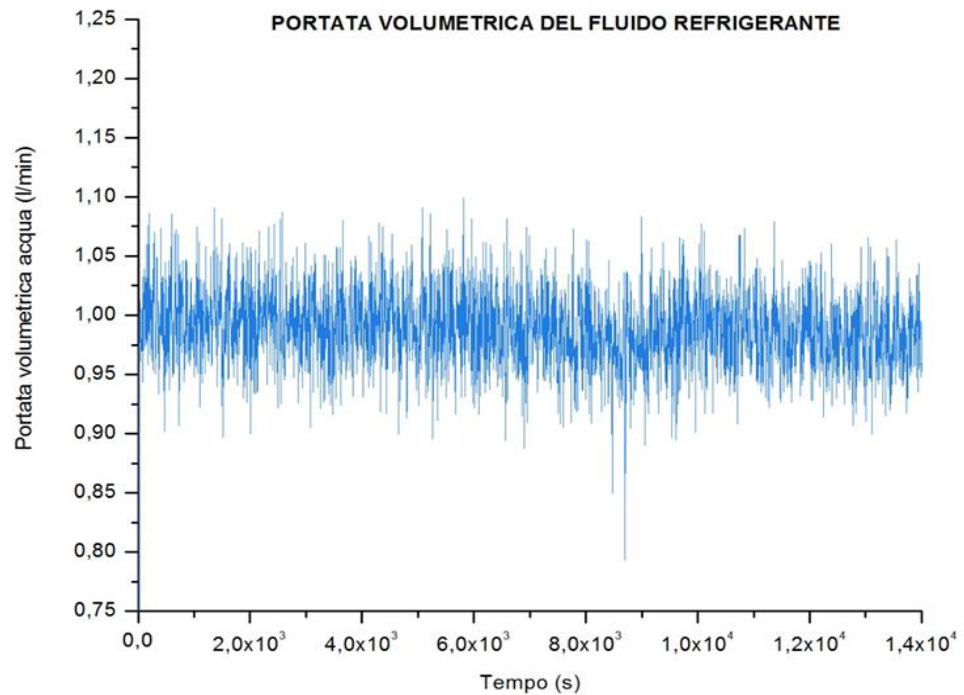


Figura 5.3: Rappresentazione grafica dei dati sperimentali relativi alla portata di fluido refrigerante.

Come si può notare in Figura 5.3, la portata di fluido refrigerante non è costante, ma oscilla con un intervallo di ± 0.1 l/min. Inoltre, è possibile osservare come essa diminuisca di 5 centesimi di litro al minuto durante in corso della prova. Si tratta di un 5%, ai fini del risultato è poco rilevante; eventualmente potrebbe permettere di associare un piccolo margine di sicurezza ai risultati ottenuti, che però non viene tenuto in considerazione.

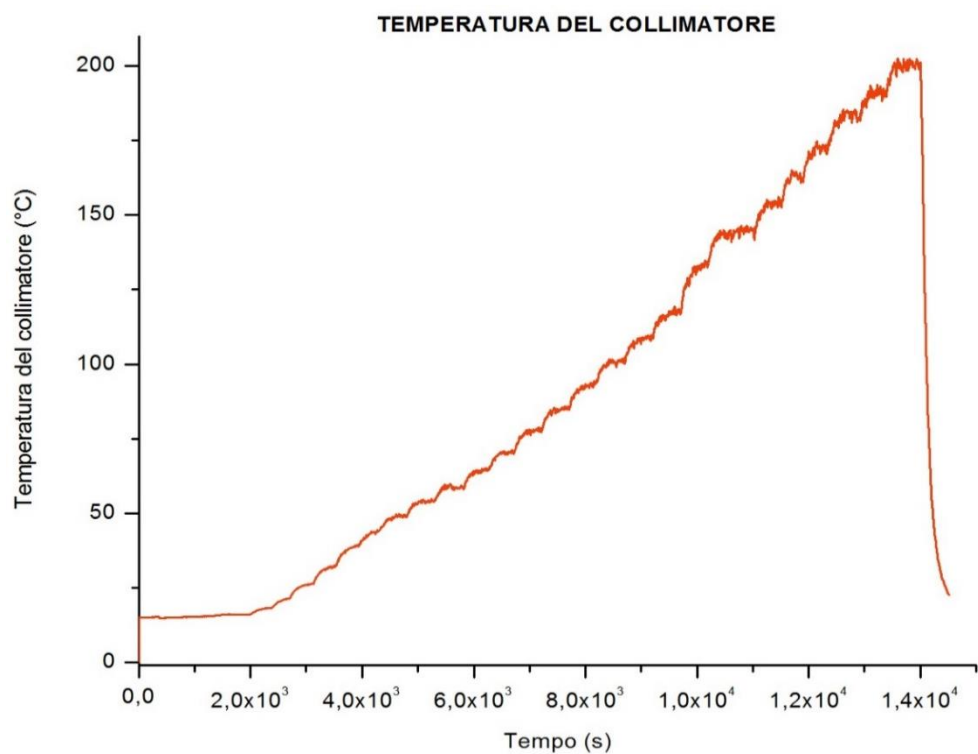


Figura 5.4: Rappresentazione grafica dei dati sperimentali relativi alla temperatura del collimatore.

Altro parametro importante è la temperatura del componente della strumentazione più critico dal punto di vista termico, ossia il collimatore in alluminio. Il grafico in Figura 5.4 riporta l'andamento della temperatura alla base del collimatore, la regione più calda e meno soggetta al raffreddamento da parte delle ventole. Esso ha la funzione di far disperdere il meno possibile nell'ambiente il fascio di luce prodotto dalla lampada e di convogliarlo nella sua estremità inferiore, per creare uno spot di luce circolare sulla superficie superiore del dissipatore. La superficie interna del collimatore è stata lavorata in maniera da essere riflettente; se però il collimatore raggiunge temperature troppo elevate, tale superficie tenderà ad ossidarsi, opacizzandosi ed assorbendo quindi una maggior quantità di calore. Si è scelta come temperatura d'esercizio massima 200°C, pari al 30% della temperatura del punto di fusione.

- 2) La seconda operazione che è stata eseguita è stata la verifica di accettazione dei dati acquisiti, in base a considerazioni di tipo statistico. Tutti i dati il cui scostamento dal valore medio ha avuto una probabilità di verificarsi inferiore a $1/2n$, sono stati esclusi. Successivamente è stata eseguita un'operazione di media mobile con intervallo pari a 10 campioni, utile per ridurre il rumore dei segnali acquisiti. Questa tecnica di filtraggio consiste nel sostituire ad ogni campione, la media dei campioni vicini, in questo caso la media dei 10 campioni successivi. In questa maniera è stato possibile livellare meglio ciascuna grandezza rilevata ai vari voltaggi, per estrapolarne il valore vero ottenuto in regime stazionario.

L'operazione di media mobile è una tecnica di analisi matematica usata per smussare le fluttuazioni di un segnale, in particolare viene definita mobile poiché il numero degli elementi considerati è fisso, mentre l'intervallo di tempo avanza. In formule, la media mobile è stata così calcolata:

$$M_m(x_i) = \frac{1}{n}(x_{(i+1)} + x_{(i+2)} + \dots + x_{(i+n)})$$

In cui $M_m(x_i)$ è la media mobile del parametro x_i e n è il numero dei campioni scelti all'interno dell'intervallo dove è calcolata la media mobile.

- 3) Successivamente il valore finale di ciascun parametro è stato calcolato facendo dapprima la media di almeno 50 campioni per ogni test ed infine facendo la media delle medie dei tre test.
- 4) I valori dei parametri significativi sono stati poi confrontati con quelli ottenuti nel caso in cui la portata fosse rimasta costante per tutta la durata della prova; questo confronto ha portato ad un discostamento dei dati poco significativo, per cui si è deciso di procedere utilizzando i dati realmente campionati e non quelli corretti ottenuti con portata del fluido refrigerante costante.
- 5) Infine, la modalità più semplice e intuitiva per il confronto dei tre provini dissipatori si pensava fosse quella di paragonare, a parità di potenza termica entrante, la potenza termica dissipata: il dissipatore in grado di dissipare maggiore potenza termica, sarebbe stato il più efficiente e quindi quello con le temperature di esercizio minori, come ragionevole che sia.

Purtroppo non è stato possibile farlo, poiché ci si è accorti che le superfici superiori dei tre provini sono caratterizzate da un'albedo diversa, ossia una diversa capacità della superficie di riflettere in tutte le direzioni la radiazione elettromagnetica emessa dalla lampada. A causa di questo fenomeno, non è stato possibile quindi confrontare i tre dissipatori a parità di voltaggio della lampada, poiché la potenza entrante su ciascuno era differente a seconda delle sue specifiche caratteristiche di riflettività.

Ciò non ha impedito di poter effettuare comunque lo studio di comparazione: anzi, è stato possibile eseguire un confronto tra i tre prototipi di dissipatore, a parità di potenza termica scambiata.

Quest'ultimo parametro è una grandezza derivata, ma è calcolata direttamente dalle temperature del fluido refrigerante e dalla portata massica dello stesso; può essere quindi valutata correttamente per ciascun prototipo, senza che entrino in gioco altre variabili, diversamente dalla potenza termica entrante.

Di seguito vengono riassunti graficamente i risultati ottenuti, dove è possibile confrontare la temperatura dei tre provini, il gradiente termico interno che sono in grado di realizzare e la sezione efficace di passaggio delle linee di flusso termico conduttivo all'interno del dissipatore stesso.

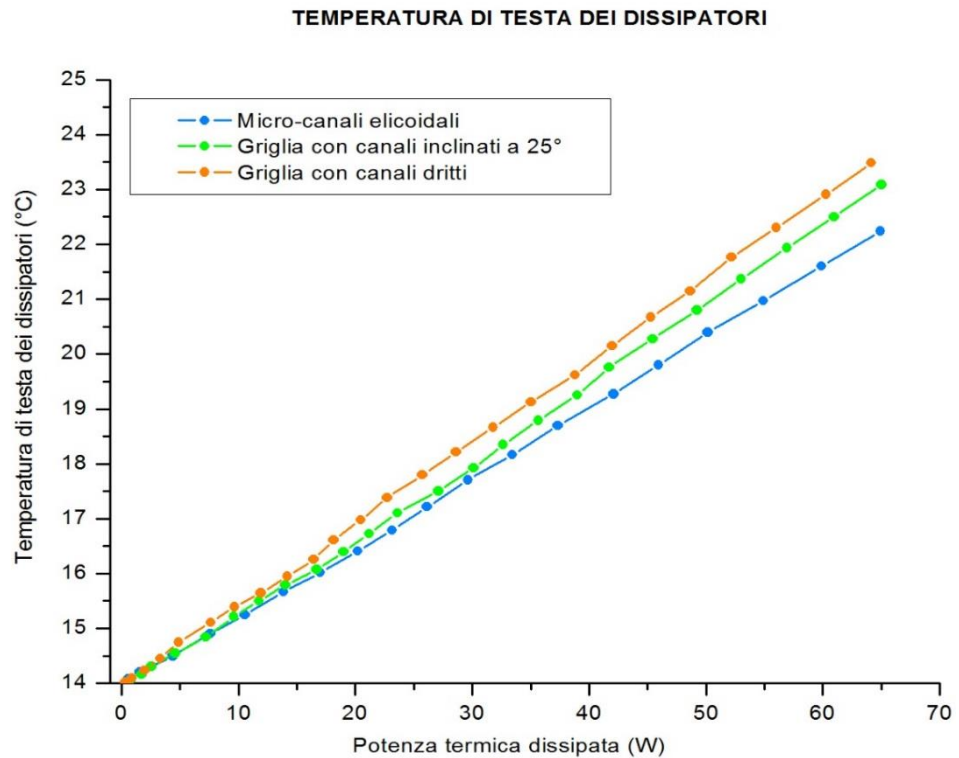


Figura 5.5: Rappresentazione grafica dei dati sperimentali relativi alla temperatura di testa dei tre provini dissipatori testati.

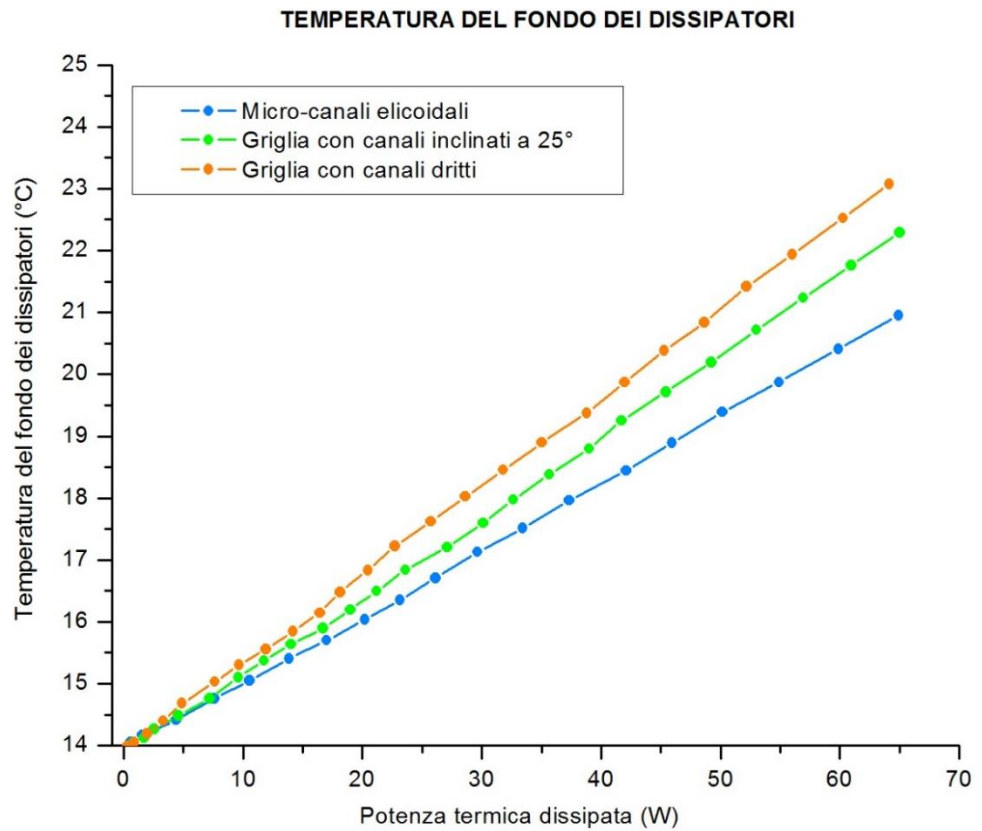


Figura 5.6: Rappresentazione grafica dei dati sperimentali relativi alla temperatura del fondo dei tre provini dissipatori testati.

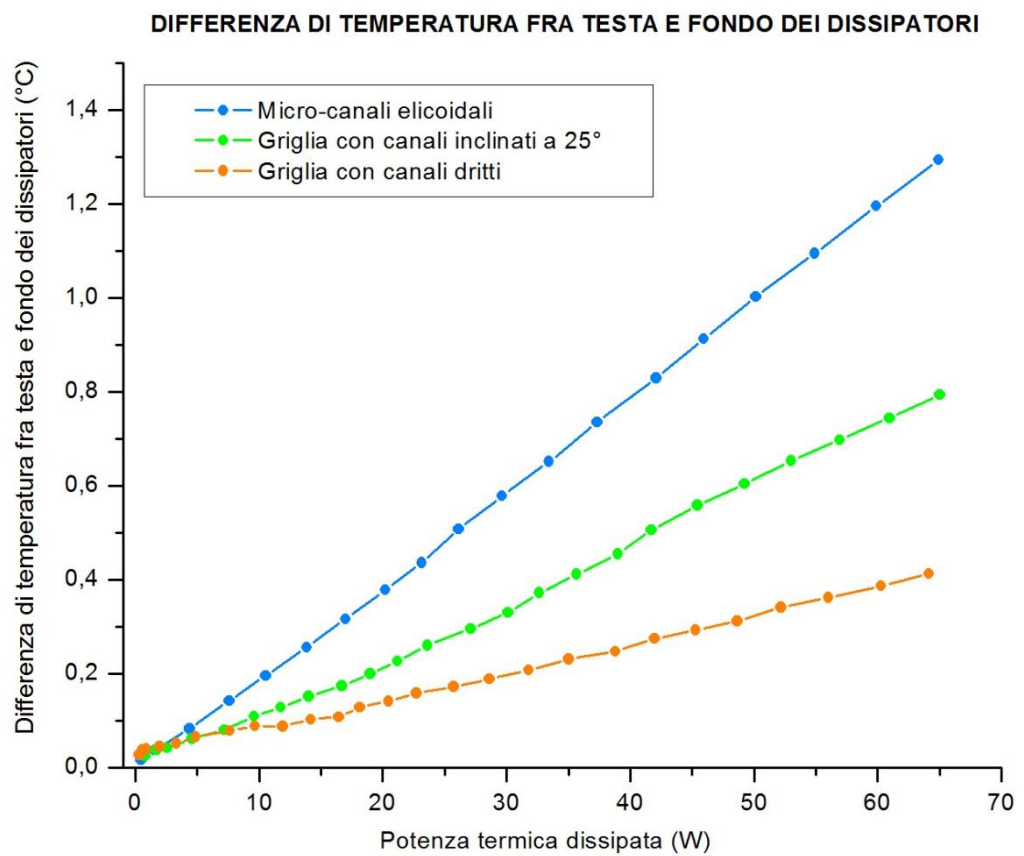


Figura 5.7: Rappresentazione grafica dei dati sperimentali relativi alla differenza di temperatura tra la testa ed il fondo dei tre provini dissipatori testati.

I risultati mostrati nelle Figure 5.5, 5.6 e 5.7 portano ad affermare con certezza che il dissipatore ad elica mantiene, a parità di potenza dissipata, temperature minori, come giusto che sia, sia nella parte inferiore che nella parte superiore. Le due griglie hanno un comportamento più simile, in particolare la griglia con micro-canali orientati a 25° è in grado di garantire temperature inferiori a causa della maggiore turbolenza che caratterizza il moto del fluido al suo interno, che le permette di scambiare una maggiore quantità di fluido con le pareti. Oltre alle temperature assolute, in Figura 5.7 è significativo osservare che il dissipatore a micro-canali elicoidali fornisce anche il gradiente termico più elevato tra la superficie superiore ed inferiore. Banalmente, più la geometria del dissipatore riesce a raffreddare la parte inferiore, più sarà elevato il gradiente termico all'interno del dissipatore stesso, a parità di potenza termica entrante.

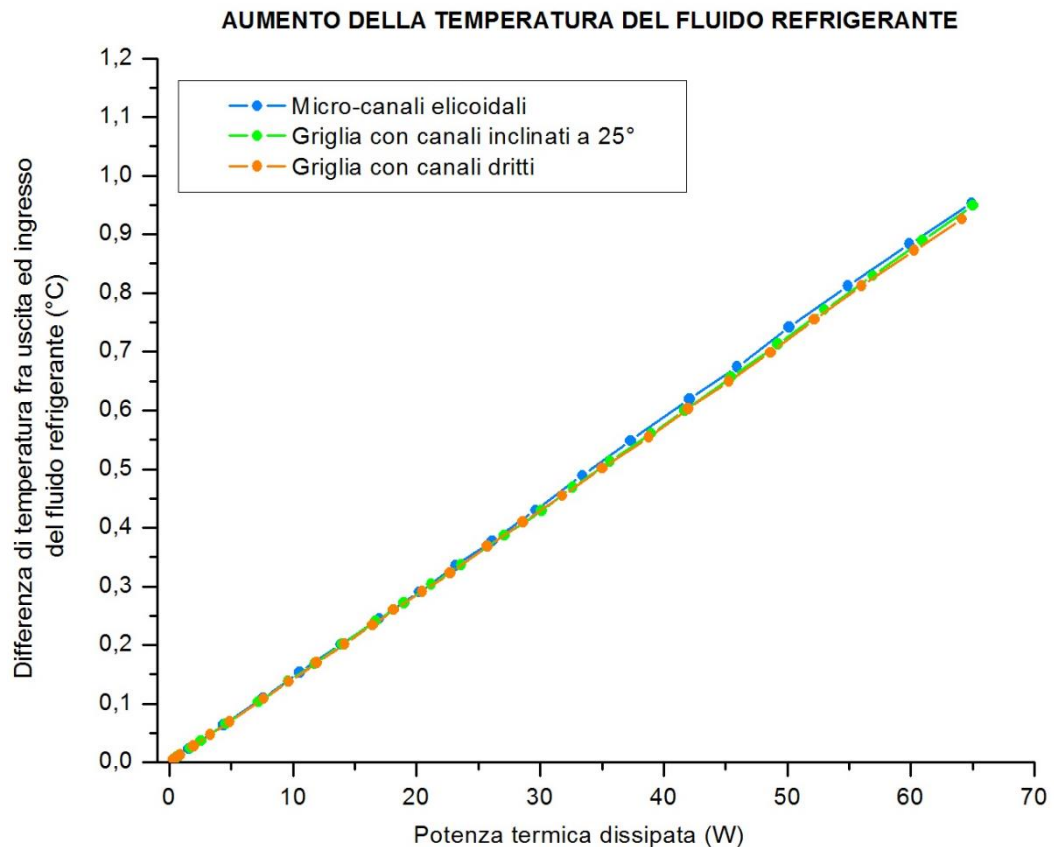


Figura 5.8: Rappresentazione grafica dei dati sperimentali relativi alla differenza tra la temperatura di uscita e quella di ingresso del fluido refrigerante.

La Figura 5.8 conferma la correttezza dei test effettuati: difatti, a parità di portata massica di fluido refrigerante, e di incremento del gradiente termico del fluido refrigerante, i tre provini dovranno dissipare la stessa potenza termica.

Per quanto concerne l'andamento del diametro equivalente della sezione efficace, ovvero quella sezione attraverso cui si concentrano e scorrono le linee di flusso termico, che partono dalla testa del dissipatore e confluiscono verso la base dello stesso, nella successiva Figura 5.9 sono riportati i valori calcolati.

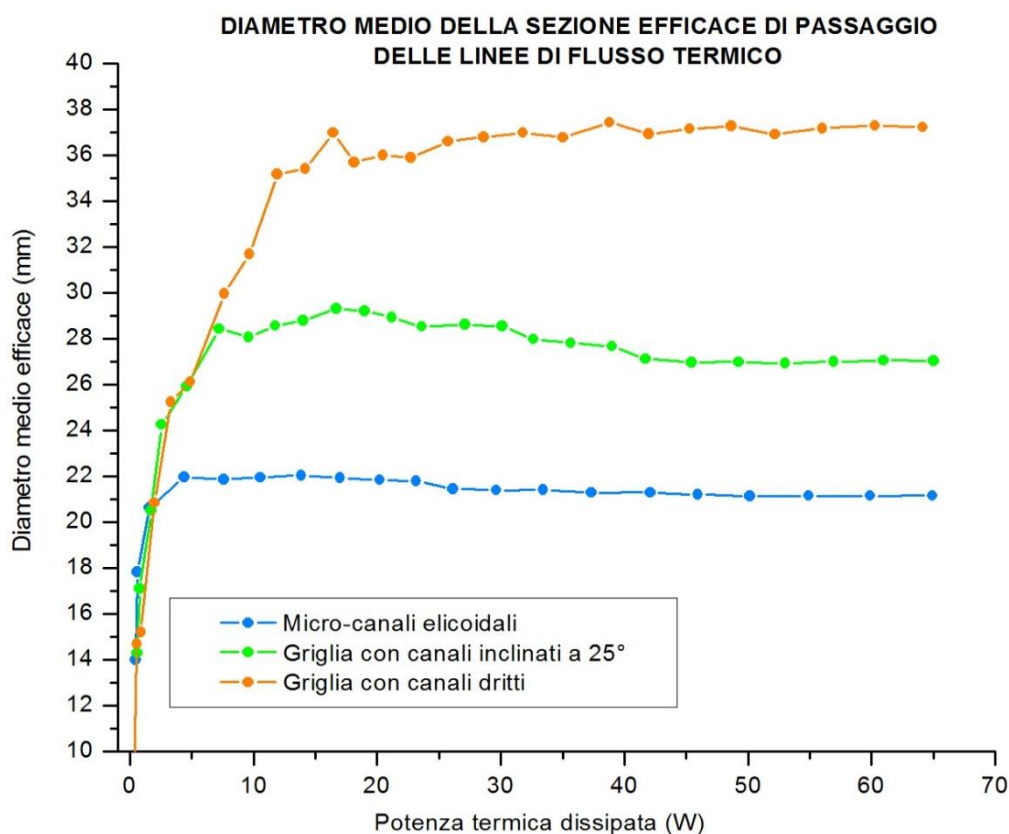


Figura 5.9: Rappresentazione grafica dei dati sperimentali relativi alla misura del diametro della sezione efficace dei tre provini dissipatori.

Si nota come nel dissipatore a micro-canali elicoidali, le linee di flusso si concentrino lungo l'asse longitudinale del provino, per andare diritte e dirette dalla zona calda verso la zona fredda, ove avviene lo scambio termico. Al contrario, nel dissipatore meno efficiente, quello a griglia a micro-canali dritti, le linee di flusso termico tendono ad allargarsi rispetto all'asse del provino e a diffondersi all'interno del dissipatore, riscaldandolo quindi maggiormente.

Infine, per completezza, vengono riportati, nelle successive figure 5.10 e 5.11 i grafici della potenza termica entrante e della potenza termica dissipata in funzione del voltaggio della lampada. Per il confronto dei tre provini, questi grafici devono essere analizzati prestando attenzione, poiché le grandezze misurate non sono valutate a parità di albedo delle superfici dei tre dissipatori. I prototipi di dissipatore, infatti, pur avendo subito una pulizia chimica con ultrasuoni, non hanno la medesima capacità di riflessione della luce; questo comporta il fatto che la radiazione elettromagnetica emessa dalla lampada venga assorbita dai tre provini in modo differente, e che quindi la potenza termica entrante e di conseguenza quella dissipata, non siano le stesse a parità di voltaggio. Risulta comunque che, in accordo con i risultati sperimentali ottenuti, il dissipatore a micro-canali elicoidali sia il più efficiente, in quanto capace di assorbire e dissipare una quantità di calore maggiore, seguito poi dal dissipatore con griglia con micro-canali orientati a 25° e da quello con griglia a micro-canali dritti.

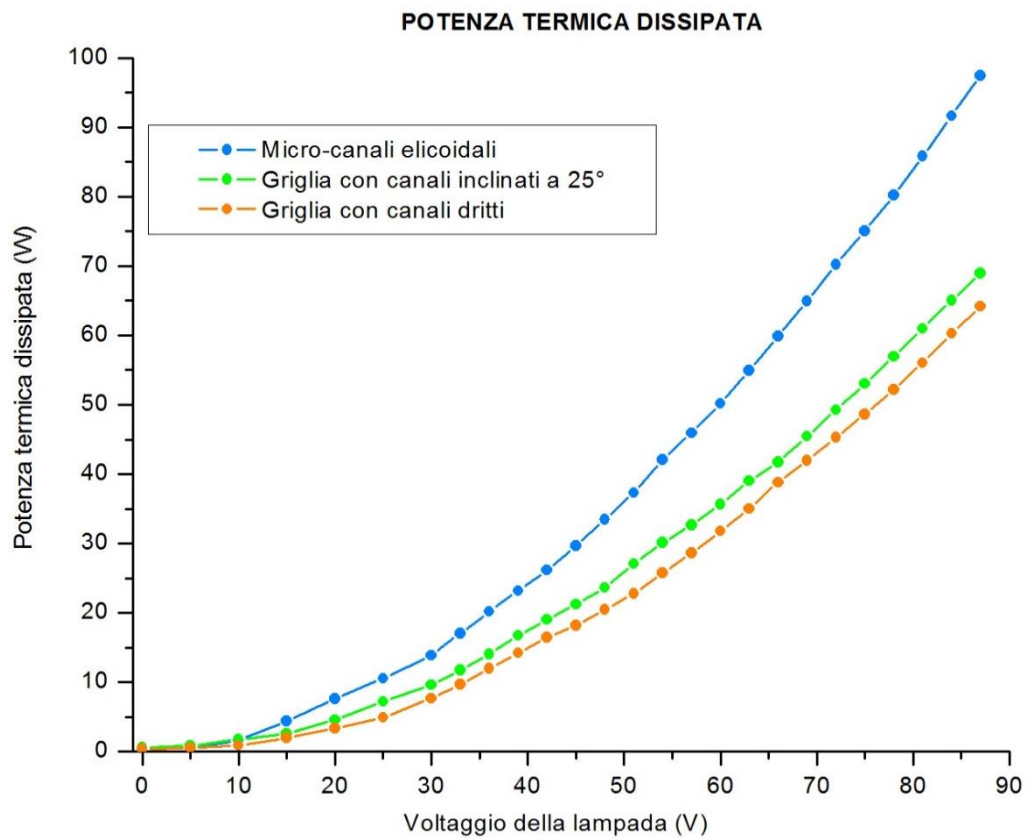


Figura 5.10: Rappresentazione grafica dei dati sperimentali relativi alla potenza termica dissipata dai tre provini dissipatori.

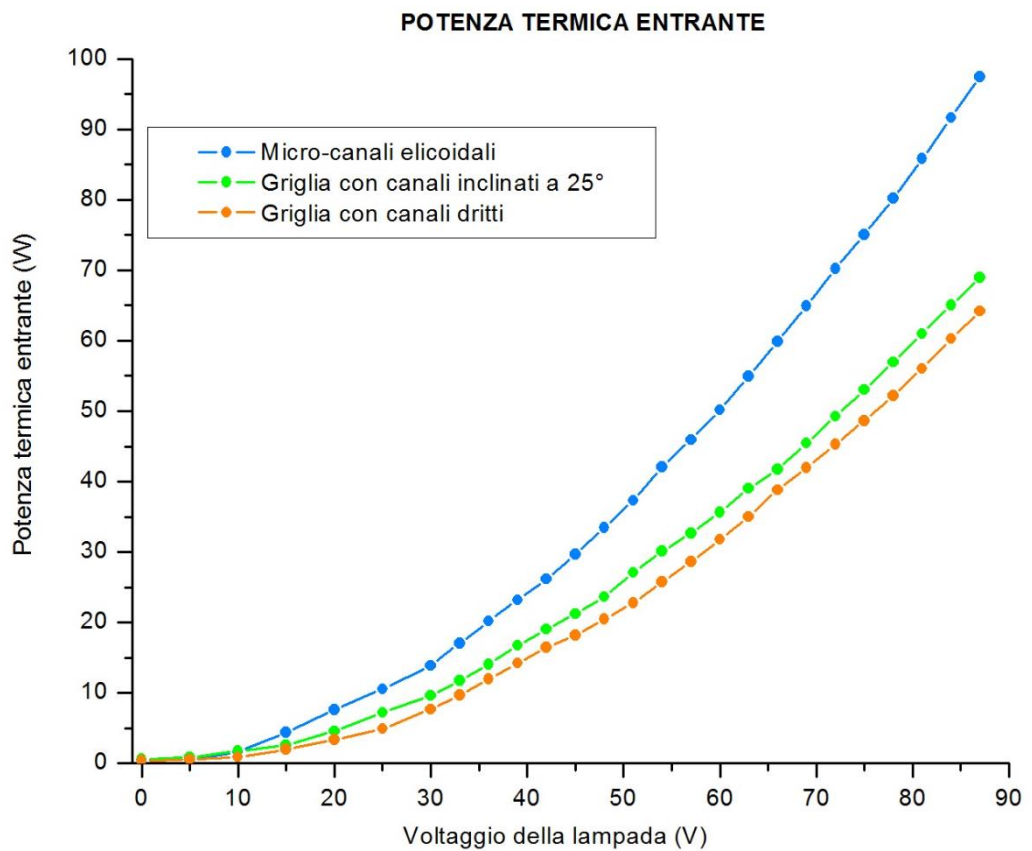


Figura 5.11: Rappresentazione grafica dei dati sperimentali relativi alla potenza termica entrante all'interno dei tre provini dissipatori.

Un altro concetto di particolare interesse sul quale vale la pena soffermarsi è il seguente: i grafici della potenza termica dissipata e della potenza termica entrante, rappresentati in Figura 5.10 e 5.11 rispettivamente, risultano coincidenti. Questo avviene poiché, in condizione di regime stazionario, il sistema (composto dal dissipatore e sistema flangiato, isolato all'interno dell'apparato isolante in teflon) è in equilibrio termodinamico con il fluido refrigerante e la sua temperatura tende quindi a stabilizzarsi. Per il primo principio della termodinamica, se non vi sono variazioni di energia totale del sistema, significa che l'energia in ingresso è uguale all'energia in uscita e che quindi, il flusso termico in ingresso è uguale al flusso termico dissipato.

Osservando i grafici delle temperature dei provini a parità di potenza termica dissipata, si evince come vi sia una dipendenza lineare tra le temperature di testa e del fondo del dissipatore e la potenza dissipata dagli stessi, peraltro come già indicato nella legge di trasmissione del calore di Fourier e in quella della potenza termica dissipata. È possibile dunque interpolare linearmente i dati e calcolare le equazioni delle rette che fittano i dati sperimentali.

5.1.2 - ANALISI DELLE INCERTEZZE ASSOCIATE

In questo paragrafo viene eseguita l'analisi delle incertezze che caratterizzano i parametri di studio [20]. La prima fonte di incertezza è quella strumentale. Le incertezze dichiarate dalle schede dati della strumentazione sono state precedentemente indicate nella descrizione dell'apparato sperimentale e la seguente Tabella 5.1 le riassume schematicamente:

Strumento	Caratteristiche	Incertezza
TERMOCOPPIE [°C]	Tipo K, classe 1	$\pm 1,5$ [°C]
TERMORESISTENZE [°C]	PT100, classe A	$\pm 0,18$ [°C]
FLUSSIMETRO [l/min]	Burket, 8081	5%
CHILLER [°C]	Labtech H50/150	$\pm 0,3$ [°C]

Tabella 5.1: Incertezza strumentale dichiarata.

Poiché, nel caso di studio, è di interesse per la misura delle potenze la differenza di temperatura sia tra le termocoppie, sia tra le termoresistenze, l'incertezza di questi strumenti indicata nelle schede dati (corrispondente ad un errore sistematico e quindi costante) può non essere considerata; facendo una differenza, infatti, l'errore sistematico viene eliso; inoltre, le temperature sono acquisite contemporaneamente e sono vicine tra loro, per cui l'errore sistematico che le caratterizza è molto verosimilmente uguale. Si può considerare, invece, per la misura delle temperature assolute del dissipatore, un'incertezza pari a quella del chiller di raffreddamento, con il quale le termocoppie sono state tarate, pari a $\pm 0,3$ °C. Data la grande accuratezza, attenzione, sistematicità, affinamento della taratura e della procedura sperimentale, non sono stati tenuti in considerazione altri effetti di natura sistematica, poiché si presume che tra questi, quelli di maggior rilevanza siano dovuti all'operatore. L'operatore però è sempre stato lo stesso e ha ripetuto la stessa procedura sperimentale per tutti e tre i dissipatori. Il confronto tra essi quindi è stato fatto a parità di tali effetti e i risultati dunque possono essere comparabili.

L'altra incertezza che affligge le misurazioni è l'incertezza statistica, che tiene conto degli effetti casuali che si manifestano durante le diverse misurazioni. Per il calcolo di questa incertezza, nota anche come incertezza di ripetibilità, si esegue il prodotto dello scarto quadratico medio σ per il fattore di copertura t della distribuzione di Student. Essa è funzione del tipo di sistema di misurazione utilizzato, della variabile misurata, del procedimento e della tecnica di misurazione. Con più misure ripetute, si possono osservare variazioni casuali del parametro misurato. Nell'ipotesi di distribuzione gaussiana, la deviazione standard σ caratterizza la ripetibilità della misura. Il primo passo è stato quindi il calcolo della deviazione standard σ di ogni grandezza ad uno specifico voltaggio, relativa ad un determinato test, ad uno specifico prototipo, secondo la relazione:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N - 1}}$$

in cui:

- 12) N è il numero di campioni.
- 13) $\bar{x}$ è la media del parametro x, dato un numero di campioni N.
- 14) x_i è l'i-esimo campione misurato.

Dalla deviazione standard si è poi risaliti al calcolo dell'incertezza di ripetibilità i_r , secondo la relazione:

$$i_r = \frac{t \cdot \sigma}{\sqrt{N}}$$

in cui:

- 15) t è il parametro di Student per un livello di confidenza del 95%.
- 16) σ è la deviazione standard.
- 17) N è il numero di campioni.

Il valore del parametro di Student nel caso in esame è pari a 2, poiché il numero di campioni per ogni test è elevato. Per determinare dunque l'incertezza di ripetibilità di ciascun parametro, ad uno specifico voltaggio e per ogni serie di N campioni, è stata dapprima calcolata la deviazione standard. La deviazione standard finale ottenuta è la combinazione delle deviazioni standard ottenute nei tre test, e viene valutata per diversi valori di voltaggio. Per semplicità ed esempio illustrativo, nelle seguenti Tabelle 5.2 e 5.3 viene riportato un solo campione dei risultati ottenuti, relativi alla deviazione standard e all'incertezza statistica di alcuni voltaggi del primo test del dissipatore a micro-canali elicoidali.

Voltaggio [V]	n° di campioni	σ : DEVIAZIONE STANDARD						
		T1 [°C]	T2 [°C]	Tw_in [°C]	Tw_out [°C]	w [l/min]	Q1 [W]	Pdiss [W]
0	39	0,018	0,028	0,027	0,026	0,007	0,508	0,135
30	35	0,051	0,037	0,007	0,010	0,007	1,941	0,702
45	39	0,045	0,042	0,013	0,011	0,013	1,500	0,340
60	49	0,042	0,046	0,023	0,020	0,009	1,422	0,751
75	45	0,067	0,065	0,018	0,025	0,008	1,349	0,684
84	69	0,072	0,066	0,015	0,013	0,014	1,706	0,826
87	68	0,070	0,068	0,018	0,021	0,009	1,770	0,811
	MAX	0,072	0,068	0,027	0,026	0,014	1,941	0,826

Tabella 5.2: Deviazione standard dei parametri misurati, relativa ad un test del dissipatore di calore a micro-canali.

Voltaggio [V]	n° di campioni	INCERTEZZA STATISTICA						
		T1 [°C]	T2 [°C]	Tw_in [°C]	Tw_out [°C]	w [l/min]	Q1 [W]	Pdiss [W]
0	39	0,006	0,009	0,009	0,008	0,002	0,163	0,043
30	35	0,017	0,013	0,003	0,003	0,002	0,656	0,237
45	39	0,015	0,014	0,004	0,003	0,004	0,480	0,109
60	49	0,012	0,013	0,006	0,006	0,003	0,406	0,214

75	45	0,020	0,019	0,006	0,008	0,003	0,402	0,204
84	69	0,017	0,016	0,004	0,003	0,003	0,411	0,199
87	68	0,017	0,017	0,004	0,005	0,002	0,429	0,197
MAX		0,020	0,019	0,009	0,008	0,004	0,656	0,237

Tabella 5.3: Incertezza statistica dei parametri misurati, relativa ad un test del dissipatore di calore a micro-canali.

L'incertezza statistica varia da un prototipo all'altro. Relativamente alle misure di temperatura e della portata, l'incertezza statistica può essere ritenuta trascurabile poiché è di diversi ordini di grandezza inferiore rispetto all'incertezza degli strumenti di misura. L'incertezza statistica relativa alle potenze, va confrontata invece con la propagazione delle incertezze delle grandezze direttamente misurate, calcolata successivamente.

L'incertezza finale relativa alle grandezze direttamente misurate, dunque, tiene conto dell'incertezza statistica massima per le grandezze ottenute come differenza di due misure, mentre tiene conto dell'incertezza strumentale per le grandezze singole, ed è riassunta nella seguente Tabella 5.4:

INCERTEZZA		
STRUMENTI		INCERTEZZA (es.)
Termocoppie	T ₁	± 0.3 °C
	T ₂	± 0.3 °C
	ΔT _{dissipatore}	± 0,04 °C
Termoresistenze	T _{w,in}	± 0,18 °C
	T _{w,out}	± 0,18 °C
	ΔT _{water}	± 0,018 °C
Flussimetro ω (5%)		± 0,003 kg/s

Tabella 5.4: Incertezza finale delle temperature e della portata.

In cui T₁ è la temperatura di testa del dissipatore, T₂ la temperatura del fondo del dissipatore, ΔT dissipatore è la differenza tra T₁ e T₂, T_{w,in} e T_{w,out} la temperatura di ingresso e di uscita, rispettivamente, del fluido refrigerante e ΔT_w la differenza di temperatura tra T_{w,out} e T_{w,in}. A partire da queste incertezze, sono state poi calcolate le incertezze delle grandezze derivate attraverso la *legge di propagazione dell'incertezza di Kline Mc-Klintock* per grandezze di tipo non correlato, espressa dalla seguente formulazione:

$$i = \sqrt{\sum_{k=1}^N \theta_k^2 i_k^2}$$

in cui θ_k è il k-esimo coefficiente di sensibilità. Ogni coefficiente di sensibilità θ_k è relativo ad una variabile k e viene calcolato come la derivata del parametro di cui si vuole calcolare l'incertezza rispetto alla variabile k . Di seguito vengono calcolati, con la procedura appena descritta, i coefficienti di sensibilità relativi a ciascuna variabile dei parametri di interesse e vengono riportate le equazioni di propagazione dell'incertezza per le grandezze di interesse:

- 1) L'incertezza relativa alla potenza dissipata è stata calcolata come propagazione dell'incertezza della portata e quella del salto termico del fluido refrigerante:

$$i_{P,diss} = \pm \sqrt{(\theta_\omega \cdot i_\omega)^2 + (\theta_{\Delta T_w} \cdot i_{\Delta T_w})^2}$$

$$127 \quad \theta_\omega = c_p \cdot \Delta T_w$$

Dove i fattori di sensibilità sono calcolati come:

$$\Theta_{\Delta T_w} = \omega \cdot c_p$$

con calore specifico dell'acqua $c_p = 4186 \text{ J/kgK}$

- 2) L'incertezza relativa alla potenza termica entrante è stata calcolata come propagazione dell'incertezza del diametro efficace, dell'incertezza del posizionamento delle termocoppie e dell'incertezza della differenza di temperatura fra testa e fondo del dissipatore:

$$i_Q = \pm \sqrt{(\Theta_{\Delta T} \cdot i_{\Delta T})^2 + (\Theta_D \cdot i_D)^2 + (\Theta_d \cdot i_d)^2}$$

Dove i fattori di sensibilità sono calcolati come:

$$\Theta_{\Delta T} = \frac{\lambda \pi D^2}{4d}$$

$$\Theta_D = \frac{\lambda \pi D \Delta T}{2d}$$

$$\Theta_d = -\frac{\lambda \pi D^2 \Delta T}{4d^2}$$

con λ conducibilità del rame pari a 400 W/mK e d distanza tra i punti di misura delle termocoppie pari a $2,8 \text{ mm}$.

- 3) L'incertezza relativa al diametro della sezione efficace è stata calcolata come propagazione dell'incertezza della potenza dissipata, dell'incertezza del posizionamento delle termocoppie e di quella relativa alla differenza di temperatura tra la testa e il fondo del dissipatore:

$$i_D = \pm \sqrt{(\Theta_{\Delta T} \cdot i_{\Delta T})^2 + (\Theta_P \cdot i_P)^2 + (\Theta_d \cdot i_d)^2}$$

Dove i fattori di sensibilità sono calcolati come:

$$\Theta_{\Delta T} = -0,5 \left(\frac{4 D P}{\lambda \pi} \right)^{1/2} \cdot \Delta T^{-3/2}$$

$$\Theta_P = 0,5 \left(\frac{4 D}{\lambda \pi \Delta T} \right)^{1/2} \cdot P^{-1/2}$$

$$\Theta_d = 0,5 \left(\frac{4 P}{\lambda \pi \Delta T} \right)^{1/2} \cdot d^{-1/2}$$

con λ conducibilità del rame pari a 400 W/mK e d distanza tra i punti di misura delle termocoppie pari a $2,8 \text{ mm}$.

Sostituendo i dati nelle formule sopra descritte, relative alla propagazione dell'incertezza per grandezze non correlate, si ottengono i risultati dei coefficienti di sensibilità riportati nella seguente Tabella 5.5:

		COEFFICIENTI DI SENSIBILITA'							
P _{diss} [W]	PROTOTIPO	Θ_{ω}	$\Theta_{\Delta T_w}$	$\Theta_{\Delta T_{DISSIPATORE}}$	$\Theta_{D,eff}$	$\Theta_{d,Q}$	$\Theta_{\Delta T_{provino}}$	$\Theta_{P,diss}$	$\Theta_{d,D}$
65	Helic	3989		50,26	6142	-46422	-0,02	0,000	3,78
	Grid 25°	3973	69,56	82,00	4818	-46516	-0,05	0,001	4,82
	Grid	3875		155,41	3450	-45852	-0,17	0,001	6,69
56	Helic	3099		50,21	5196	-39258	-0,03	0,001	3,81
	Grid 25°	3471	69,56	81,73	4226	-40734	-0,06	0,001	4,78
	Grid	3399		154,98	3017	-40051	-0,19	0,001	6,63
45	Helic	2844		50,44	4339	-32859	-0,03	0,001	3,74
	Grid 25°	2750	69,56	81,54	3377	-32516	-0,07	0,001	4,79
	Grid	2719		154,73	2441	-32375	-0,23	0,001	6,61
35	Helic	2296		50,86	3513	-26716	-0,04	0,001	3,68
	Grid 25°	2147	69,56	86,75	2571	-25528	-0,11	0,001	4,91
	Grid	2100		151,63	1910	-25078	-0,29	0,002	6,55
26	Helic	1580		51,62	2445	-18727	-0,06	0,001	3,81
	Grid 25°	1619	69,56	91,79	1898	-19389	-0,15	0,002	5,00
	Grid	1543		150,29	1414	-18486	-0,39	0,003	6,55
17	Helic	1024		53,94	1558	-12198	-0,10	0,002	3,91
	Grid 25°	1007	69,56	96,34	1147	-12000	-0,27	0,003	5,26
	Grid	979		153,34	898	-11855	-0,63	0,004	6,68
7	Helic	459		53,66	698	-5451	-0,21	0,004	3,74
	Grid 25°	431	69,56	90,60	514	-5214	-0,55	0,006	4,97
	Grid	455		100,66	529	-5661	-0,58	0,007	5,03

Tabella 5.5: Propagazione delle incertezze per il calcolo dell'incertezza delle grandezze derivate.

Poiché le incertezze delle grandezze derivate dipendono dal valore della potenza dissipata, che varia a seconda del voltaggio della lampada, è utile esprimerle sotto forma di incertezze percentuali. I risultati del calcolo della propagazione delle incertezze, per diverse potenze dissipate, sono riportati nella successiva Tabella 5.6:

		INCERTEZZA					
		INCERTEZZA (es: $\pm \dots$ W (95%))			INCERTEZZA % (es: $\pm \dots$ %)		
P _{diss} [W]	PROTOTIPO	P _{diss} [W]	Q ₁ [W]	D _{eff} [mm]	P _{diss} [W]	Q ₁ [W]	D _{eff} [mm]
65	Helic	2,65	8,97	1,25	4,08	13,81	5,91
	Grid 25°	2,64	9,78	1,78	4,06	15,04	6,60
	Grid	2,58	10,91	2,86	3,96	16,78	7,70
56	Helic	2,06	7,16	1,15	3,69	12,79	5,45
	Grid 25°	2,31	9,32	1,98	4,12	16,64	7,34
	Grid	2,26	9,66	2,91	4,03	17,25	7,82
45	Helic	1,90	6,45	1,28	4,21	14,33	6,03
	Grid 25°	1,83	6,84	1,78	4,06	15,21	6,61
	Grid	1,81	7,88	2,93	4,02	17,52	7,90
	Helic	1,53	5,31	1,31	4,38	15,18	6,13

35	Grid 25°	1,43	5,48	1,88	4,08	15,66	6,77
	Grid	1,40	6,22	2,96	3,99	17,77	8,06
26	Helic	1,06	3,66	1,28	4,08	14,09	5,99
	Grid 25°	1,08	4,30	2,01	4,14	16,53	7,03
	Grid	1,03	4,80	3,10	3,94	18,47	8,48
17	Helic	0,69	2,46	1,37	4,09	14,49	6,23
	Grid 25°	0,67	2,86	2,24	3,94	16,81	7,63
	Grid	0,65	3,56	3,68	3,83	20,95	9,95
7	Helic	0,34	1,30	1,67	4,79	18,63	7,63
	Grid 25°	0,29	1,62	2,89	4,09	23,10	10,19
	Grid	0,30	1,79	3,11	4,32	25,53	10,39

Tabella 5.6: Incertezze percentuali delle grandezze derivate.

Dai risultati ottenuti si osserva che l'incertezza percentuale relativa alla potenza dissipata risulta pressoché costante, al contrario le incertezze percentuali relative alla potenza termica entrante e al diametro della sezione efficace tendono a diminuire leggermente all'aumentare della potenza dissipata; poiché tali dissipatori durante l'impiego saranno sottoposti a potenze ancora più elevate, sembra ragionevole ipotizzare come incertezze percentuali quelle relative alla potenza dissipata testata più elevata, dato che l'andamento delle stesse sembra andar diminuendo o stabilizzarsi. Si può notare anche come le incertezze varino da dissipatore a dissipatore, in particolare esse risultano più elevate sul dissipatore meno efficiente e minori su quello più efficiente. Questo comportamento è dovuto al fatto che, a maggiori temperature di esercizio, corrispondono fattori di sensibilità di propagazione dell'incertezza più elevati e quindi incertezze maggiori sulle grandezze derivate. Da questi valori, è possibile quindi ricavare l'incertezza percentuale finale stimata per le grandezze derivate; esse sono riportate nella seguente Tabella 5.7:

INCERTEZZA FINALE STIMATA		
P_{diss} [W]	Q_1 [W]	D_{eff} [mm]
4%	15%	6%

Tabella 5.7: Incertezza percentuale finale.

5.1.3 - RISULTATI SPERIMENTALI OTTENUTI

I risultati finali, dunque, che si ottengono dalle prove sperimentali e la banda di incertezza ad essi associata, sono riassunti nelle Figure 5.12, 5.13, 5.14, 5.15 e 5.16, già precedentemente illustrate in tutte le loro componenti. Si precisa che è stata eseguita la tecnica della regressione lineare sui dati sperimentali precedentemente rielaborati e ad essa è stata associata la banda di incertezza corrispondente.

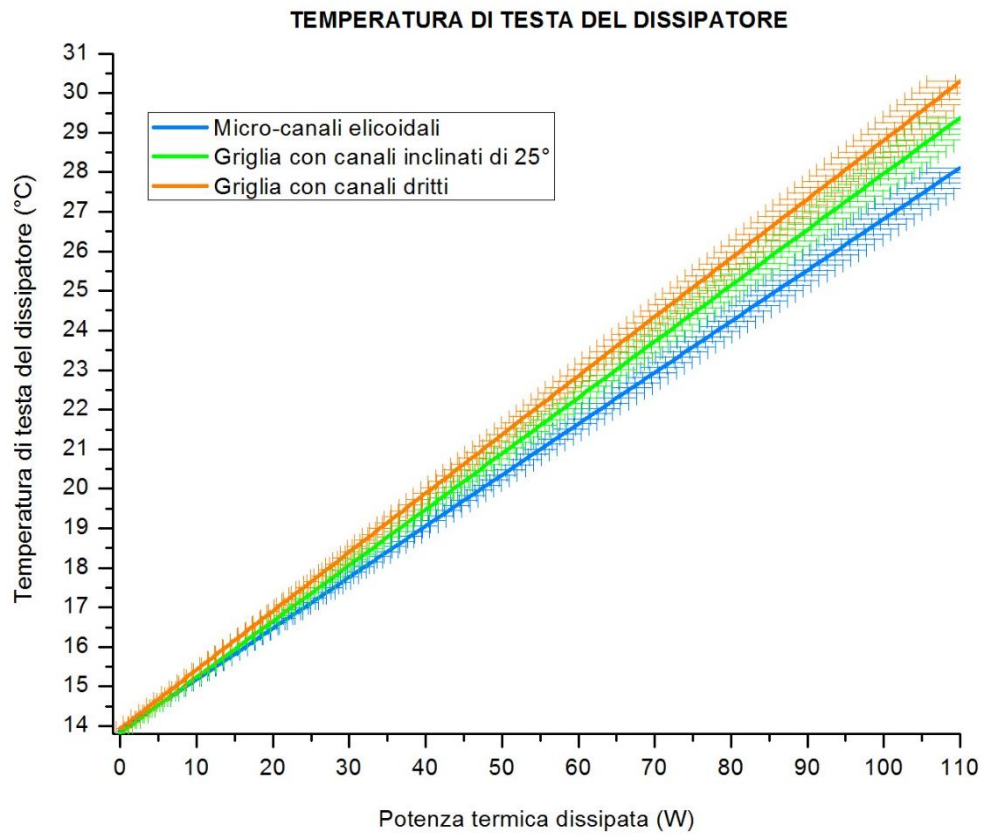


Figura 5.12: Rappresentazione grafica delle temperature di testa dei tre provini dissipatori analizzati.

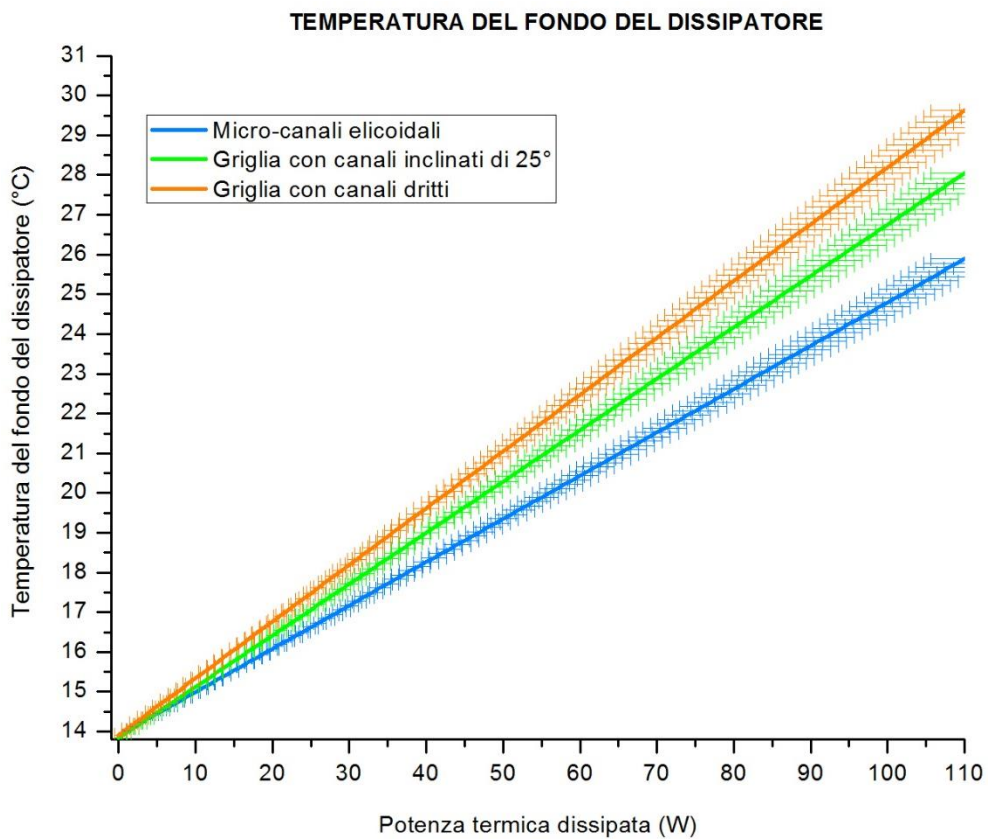


Figura 5.13: Rappresentazione grafica delle temperature del fondo dei tre provini dissipatori analizzati.

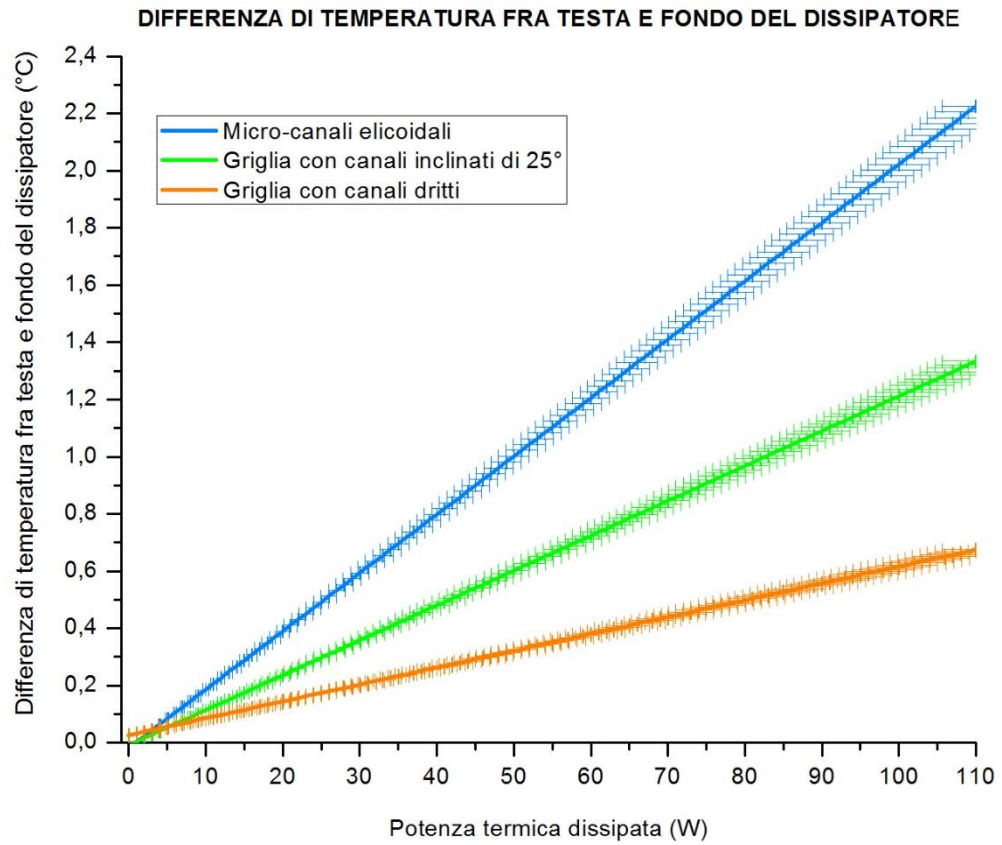


Figura 5.14: Rappresentazione grafica della differenza di temperatura tra la testa ed il fondo dei tre provini dissipatori analizzati.

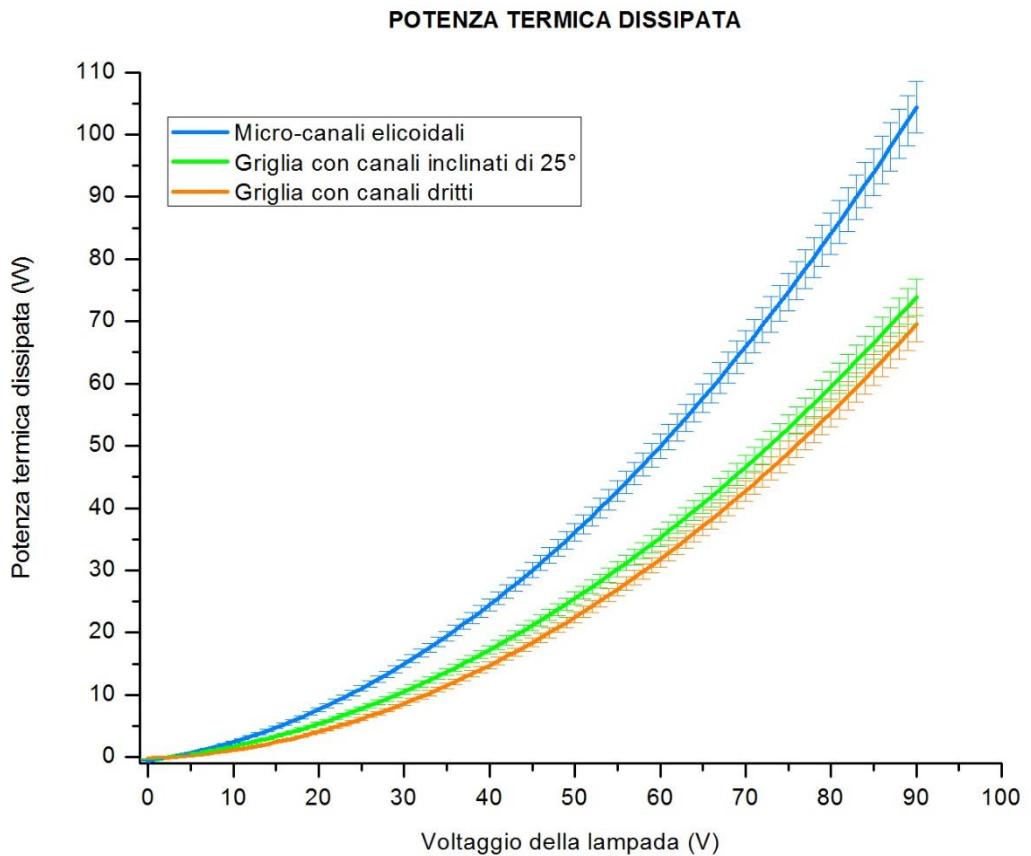


Figura 5.15: Rappresentazione grafica della potenza termica dissipata dai tre provini dissipatori analizzati.

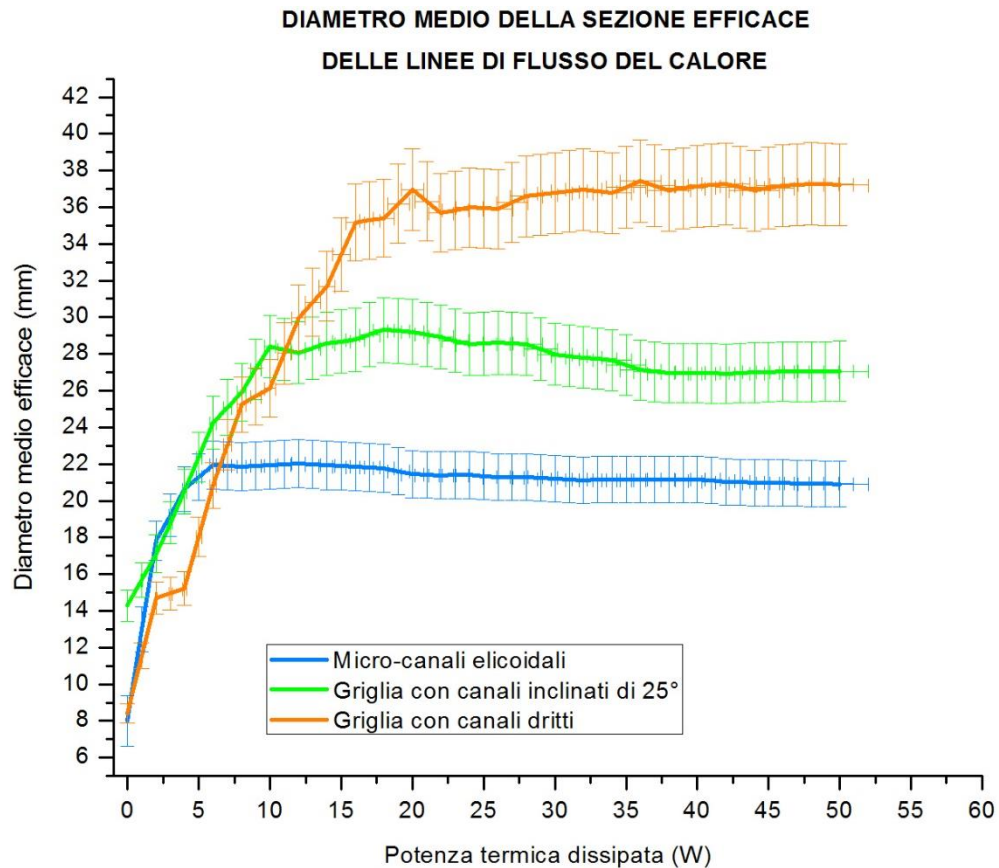


Figura 5.16: Rappresentazione grafica del diametro medio della sezione efficace di passaggio delle linee di flusso termico.

Dai risultati ottenuti si nota come le rispettive bande di incertezza dei parametri misurati e delle grandezze calcolate non tendano a sovrapporsi l'una con l'altra, in particolar modo quando il voltaggio della lampada sale oltre i 50 Volt e la potenza termica entrante e dissipata crescono oltre i 50 Watt.

La banda di incertezza che caratterizza il grafico delle temperature è dominata dall'incertezza della potenza dissipata, che si attesta intorno al 4%, poiché l'incertezza sulle temperature assume valori minori dell'1%.

Per quando riguarda invece la banda di incertezza del diametro della sezione efficace, essa risulta essere maggiore poiché al suo interno si propagano le incertezze della potenza dissipata, delle temperature del prototipo e del posizionamento fra le due termocoppie. Il diametro efficace è il parametro più problematico da rilevare, poiché è determinato voltaggio per voltaggio, uguagliando la potenza termica entrante e la potenza dissipata.

L'incertezza maggiore è quella che affligge la potenza termica entrante, perché calcolata alla fine del processo e quindi comprendente la propagazione di più incertezze, quali quella del diametro della sezione efficace, delle temperature del dissipatore e del posizionamento fra le due termocoppie.

In conclusione, per valutare le prestazioni dei tre dissipatori di calore oggetto del presente studio, è possibile, in analogia con gli scambiatori di calore liquido-liquido, definire *un parametro rappresentativo dell'efficienza del sistema*, nella particolare operazione di scambio termico in esame. Essa può essere definita, come il rapporto fra il flusso termico q , effettivamente scambiato, ed il flusso termico massimo q_{max} che il dissipatore potrebbe trasferire nel caso in cui la temperatura di uscita dell'acqua raggiungesse la temperatura di parete del dissipatore. Analiticamente, dalla definizione generale di efficienza per gli scambiatori di calore, si ha:

$$\varepsilon = \frac{q_{dissipata\ effettiva}}{q_{dissipata\ massima}}$$

Dove $q_{\text{dissipato effettivo}}$ rappresenta il flusso termico realmente scambiato o dissipato, mentre $q_{\text{dissipato max}}$ rappresenta, per gli scambiatori fluido-fluido, il flusso termico massimo che potrebbe essere trasferito per sola operazione di scambio termico tra i due fluidi in un apparecchio scambiatore ideale.

Nello specifico caso in esame, tenendo conto che, durante le prove sperimentali, i dissipatori di calore erano isolati termicamente dall'ambiente esterno, risultando quindi il sistema adiabatico, ed operando in condizioni di regime stazionario, l'efficienza ϵ di tutti e tre i dissipatori di calore è risultata sostanzialmente unitaria. In queste condizioni operative, tutto il flusso termico entrante viene, infatti, dissipato dal fluido refrigerante. Questo ragionamento è corretto per il primo principio della termodinamica: la temperatura dei dissipatori deve mantenersi costante, come effettivamente avvenuto. Da questa semplice considerazione, si evince dunque come non sia possibile valutare le prestazioni dei tre dissipatori in esame considerando il solo termine di efficienza, così come definito nel modo classico.

Per questa ragione è stato necessario ridefinire l'efficienza del sistema tenendo conto del parametro di maggior interesse: la temperatura massima di esercizio del dissipatore che, da specifica, non deve eccedere un dato valore limite, scelto pari al 30% della temperatura di fusione del materiale, pena l'alterazione delle caratteristiche meccaniche del dissipatore. Si definisce per cui l'indice di performance η , utile per confrontare le prestazioni dei dissipatori sulla base della temperatura massima di esercizio:

$$\eta = 1 - \frac{T_{\text{superficie}} - \bar{T}_{\text{water}}}{T_{\text{max superficie}} - \bar{T}_{\text{water}}}$$

in cui $T_{\text{superficie}}$ rappresenta la temperatura massima del dissipatore di calore, posta in corrispondenza della superficie superiore, T_{water} la temperatura di bulk dell'acqua, e $T_{\text{max,superficie}}$ la temperatura massima raggiungibile dal dissipatore in rame, ossia 325 °C.

A parità di potenza termica entrante (e quindi di potenza termica dissipata), il dissipatore che mantiene la temperatura massima di esercizio più bassa è considerato quindi quello con le caratteristiche migliori per i nostri scopi, poiché ciò significa che può spingersi a dissipare potenze termiche maggiori.

I risultati prodotti dai test sperimentali sono riportati nella seguente Tabella 5.8:

P_{dissipata} [W]	Potenza Specifica [W/cm ²]	T_{media water} [°C]	T_{sup Helic} [°C]	T_{sup Grid 25°} [°C]	T_{sup Grid} [°C]
0,00	0,00	14,00	14,00	14,00	14,00
5,00	1,59	14,04	14,68	14,74	14,76
10,00	3,18	14,07	15,37	15,47	15,51
15,00	4,77	14,11	16,05	16,21	16,27
20,00	6,37	14,14	16,73	16,95	17,03
25,00	7,96	14,18	17,41	17,68	17,78
30,00	9,55	14,22	18,10	18,42	18,54
33,00	10,50	14,24	18,51	18,86	19,00
36,00	11,46	14,26	18,92	19,30	19,45
39,00	12,41	14,28	19,33	19,74	19,90
42,00	13,37	14,30	19,74	20,19	20,36
45,00	14,32	14,32	20,15	20,63	20,81
48,00	15,28	14,35	20,56	21,07	21,27
51,00	16,23	14,37	20,96	21,51	21,72
54,00	17,19	14,39	21,37	21,95	22,17
57,00	18,14	14,41	21,78	22,39	22,63
60,00	19,10	14,43	22,19	22,84	23,08
63,00	20,05	14,45	22,60	23,28	23,54

66,00	21,01	14,47	23,01	23,72	23,99
69,00	21,96	14,50	23,42	24,16	24,44
72,00	22,92	14,52	23,83	24,60	24,90
75,00	23,87	14,54	24,24	25,05	25,35
78,00	24,83	14,56	24,65	25,49	25,81
81,00	25,78	14,58	25,06	25,93	26,26
84,00	26,74	14,60	25,47	26,37	26,71
87,00	27,69	14,63	25,88	26,81	27,17
90,00	28,65	14,65	26,29	27,25	27,62
100,00	31,83	14,72	27,66	28,73	29,14

Tabella 5.8: Dati sperimentali relativi ai tre provini dissipatori.

Dai valori riportati nella tabella precedente, è stato possibile calcolare l'andamento dell'indice di performance, riassunto nella seguente Tabella 5.9:

POTENZA DISSIPATA [W]	η		
	Helic	Grid	Grid 25°
5,00	1,00	1,00	1,00
10,00	1,00	1,00	1,00
15,00	0,99	0,99	0,99
20,00	0,99	0,99	0,99
25,00	0,99	0,99	0,99
30,00	0,99	0,99	0,99
33,00	0,99	0,99	0,98
36,00	0,99	0,98	0,98
39,00	0,98	0,98	0,98
42,00	0,98	0,98	0,98
45,00	0,98	0,98	0,98
48,00	0,98	0,98	0,98
51,00	0,98	0,98	0,98
54,00	0,98	0,98	0,97
57,00	0,98	0,97	0,97
60,00	0,98	0,97	0,97
63,00	0,97	0,97	0,97
66,00	0,97	0,97	0,97
69,00	0,97	0,97	0,97
72,00	0,97	0,97	0,97
75,00	0,97	0,97	0,97
78,00	0,97	0,96	0,96
81,00	0,97	0,96	0,96
84,00	0,96	0,96	0,96
87,00	0,96	0,96	0,96
90,00	0,96	0,96	0,96
100,00	0,96	0,95	0,95

Tabella 5.9: Indice di performance calcolato per le tre tipologie di dissipatore di calore testate.

Il diagramma dell'indice di performance che si ottiene, una volta fissate la portata di fluido refrigerante (molto bassa nei test), la temperatura di ingresso del fluido operativo e la temperatura massima di esercizio del materiale con cui è realizzato il dissipatore, è quello nella seguente Figura 5.17:

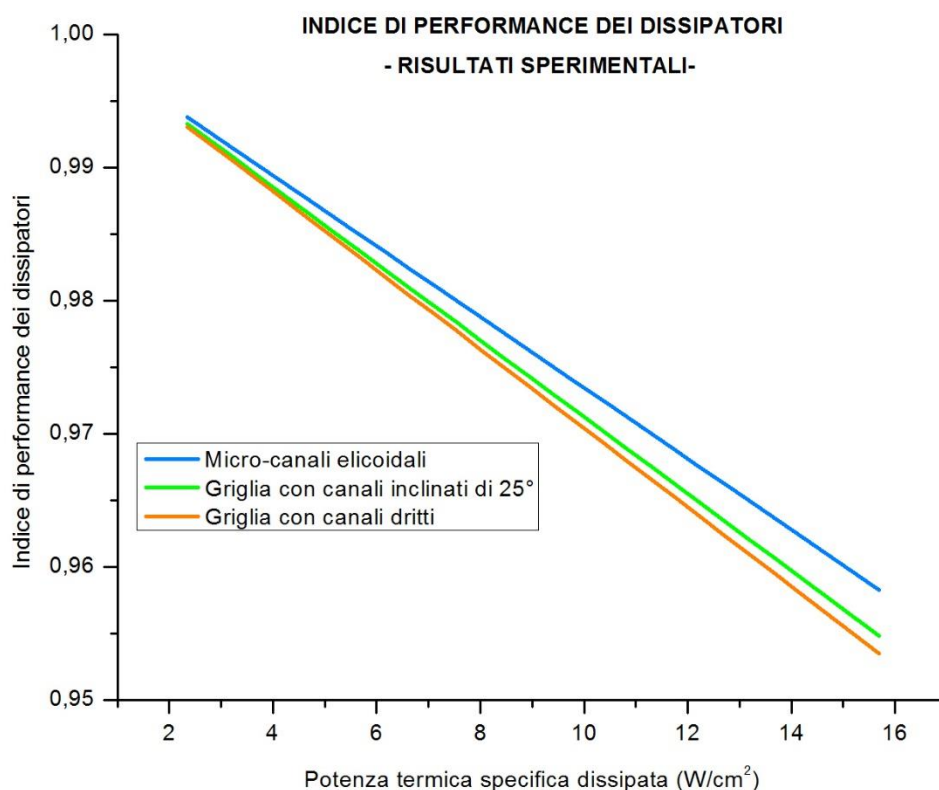


Figura 5.17: Rappresentazione grafica dell'andamento dell'indice di performance definito e basato sulle temperature.

I test sperimentali sono stati effettuati a basse potenze termiche specifiche, fino ad un massimo di circa 35 W/cm². Supponendo un andamento lineare delle temperature con la potenza dissipata anche oltre potenze specifiche di 35 W/cm², si osserva come per basse potenze termiche specifiche, ad esempio dell'ordine dei 100 W/cm², la differenza percentuale delle temperature superficiali tra il dissipatore migliore e il peggiore, relazionata alla temperatura massima di esercizio, sia del 1,4 % (61,56°C della temperatura di testa del dissipatore con micro-canali elicoidali, contro 56,91°C della temperatura di testa del dissipatore con griglia metallica a micro-canali dritti, su un massimo di 325°C). Per potenze specifiche pari a 0,65 kW/cm², la differenza delle temperature superficiali tra il dissipatore migliore e il peggiore, relazionata alla T_{max} di esercizio, è del 9,3 %. Con questa potenza termica specifica, il dissipatore di calore meno efficiente (la griglia metallica a micro-canali dritti) raggiunge la temperatura di esercizio massima consentita, pari a 324,3°C, mentre il dissipatore di calore più efficiente mantiene una temperatura di esercizio inferiore, pari a 293,96°C. Da specifica di progetto, l'obiettivo è quello di riuscire a dimostrare la possibilità di poter smaltire, nella configurazione finale del prototipo di dissipatore, un valor medio della potenza specifica termica non inferiore ad 1 kW/cm². Da considerazioni ingegneristiche di *scaling* e dai risultati ottenuti in questo studio, è possibile senz'altro affermare come tale limite sia raggiungibile determinando opportunamente la portata del fluido refrigerante. In laboratorio non è stato possibile farlo per le ragioni spiegate nel capitolo III, per cui si è deciso di verificarlo tramite le simulazioni, una volta validate. I risultati che si ottengono dell'indice di performance, al variare della portata di fluido refrigerante e relativi al dissipatore di calore a micro-canali elicoidali, sono riportati nella seguente Figura 5.18:

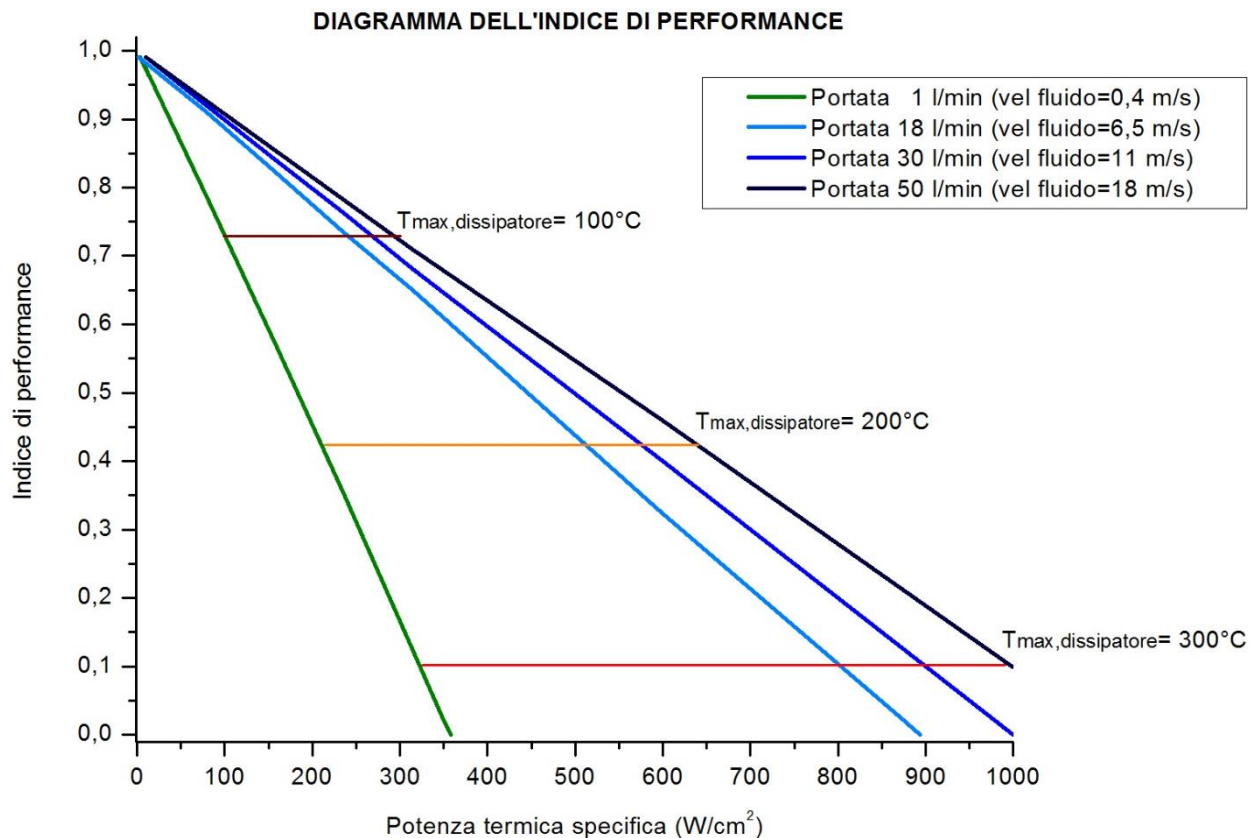


Figura 5.18: Rappresentazione grafica del diagramma dell'indice di performance del dissipatore a micro-canali elicoidali, per diversi valori di portata del fluido refrigerante, con indicate le relative temperature massime di esercizio del dissipatore.

Dal grafico in Figura 5.18 si nota come sia necessario aumentare la portata del fluido refrigerante all'aumentare della potenza termica specifica in ingresso per raggiungere un determinato valore dell'indice di performance, corrispondente ad una certa temperatura massima di esercizio del dissipatore. Inoltre, dal medesimo grafico, si osserva come sia necessario spingersi ad un valore della portata del fluido refrigerante di poco superiore ai 30 l/min per smaltire la potenza termica obiettivo ($1 \text{ kW}/\text{cm}^2$), mantenendo la temperatura massima di esercizio del dissipatore inferiore alla temperatura limite (325°C). Ad una potenza termica specifica di $1 \text{ kW}/\text{cm}^2$, l'indice di performance risulta prossima allo zero: questo non significa che il dissipatore non riesca a smaltire il flusso termico entrante, ma che la sua temperatura è prossima alla temperatura massima sostenibile dal materiale, proprio per come è stato definito questo parametro.

5.2 – RISULTATI NUMERICI

In questo paragrafo vengono dapprima descritti i criteri che sono stati utilizzati per la valutazione della correttezza dei risultati delle simulazioni e, successivamente, vengono presentati i risultati numerici ottenuti.

5.2.1 – CRITERI DI VALUTAZIONE DEI RISULTATI NUMERICI

Dopo aver eseguito un processo di simulazione termo-fluidodinamica, è necessario verificare che i risultati ottenuti siano coerenti con il problema in esame. Per far ciò, sono stati eseguiti tre controlli fondamentali:

- 1) In prima istanza sono state esaminate le *mappature delle temperature* ottenute dal calcolo: quella minima deve corrispondere alla temperatura di ingresso del fluido refrigerante, imposta pari a 14°C , mentre la temperatura massima di esercizio deve assumere un valore fisicamente coerente e legato alla

potenza termica scambiata. Inoltre, temperature, pressioni e velocità devono presentare una mappatura continua nello spazio, priva di punti con discontinuità o di forti gradienti.

- 2) La seconda operazione da eseguire è la verifica che *i risultati ottenuti siano indipendenti dalla particolare mesh utilizzata*. A seconda del grado di affinamento e della qualità, la mesh rappresenta, infatti, il dominio al quale vengono applicate le equazioni differenziali per la risoluzione del sistema; pertanto se non è ben eseguita, anche le soluzioni ottenute non potranno essere ritenute affidabili. Per eseguire lo studio di convergenza dei risultati in funzione della mesh utilizzata, si procede affinando progressivamente la mesh ed andando ad osservare come varia il parametro di interesse; nel caso in esame, si studia la corrispondenza fra il valore delle temperature rilevate ed il numero di elementi della mesh. Realizzando una mesh sempre più fine ed accurata, il valore delle temperature di ogni punto dovrà tendere asintoticamente ad un valore preciso, che sarà quello corretto. Si può accertare l'indipendenza dei risultati dalla mesh utilizzata ogni qualvolta la curva del parametro di interesse, in funzione del numero di elementi della mesh, raggiunge un plateau, cioè una stabilizzazione. Nella successive Figure 5.19, 5.20 e 5.21 vengono riportati i risultati ottenuti:

a) Dissipatore di calore con micro-canali elicoidali

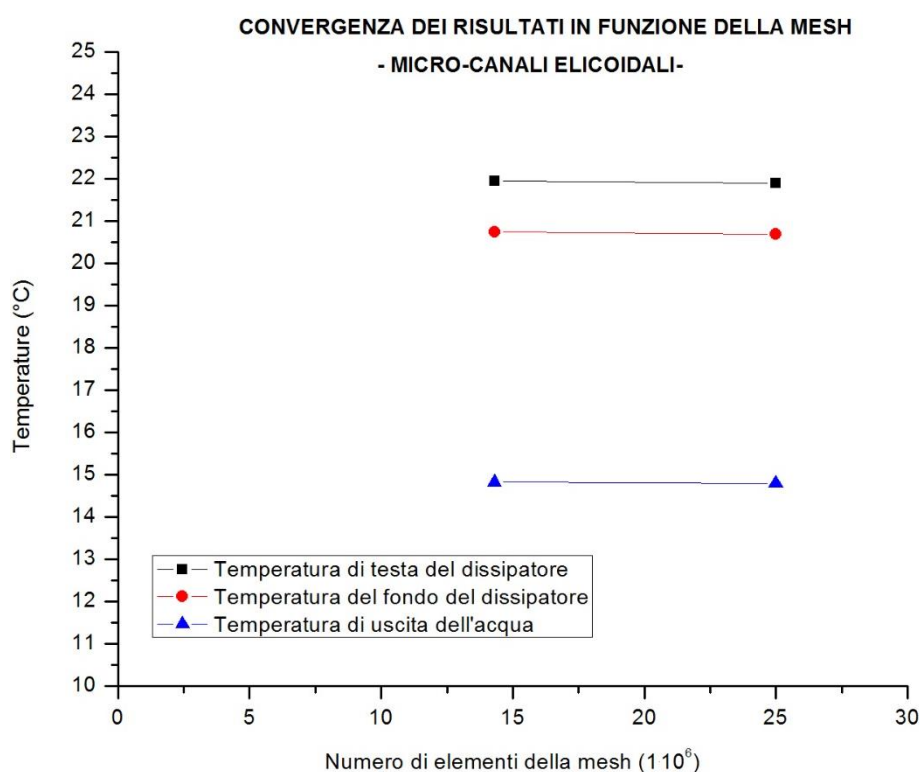


Figura 5.19: Studio di convergenza del parametro di interesse (temperature calcolate in alcuni punti critici), in funzione del numero di elementi della mesh per il dissipatore a micro-canali elicoidali.

Come già citato precedentemente, sono state effettuate numerose prove al fine di ottenere una mesh di buona qualità. La mesh finale del dissipatore con micro-canali elicoidali, che ha portato a dei risultati coerenti, è stata realizzata con 14 milioni di elementi. Per valutare il relativo studio di convergenza dei risultati, si è optato per il raddoppio del numero di elementi. I risultati ottenuti si sono dimostrati analoghi ai precedenti, risultando quindi indipendenti dalla mesh scelta. Si precisa che l'obiettivo di questo approccio non era mirato ad uno studio di ottimizzazione della mesh, basato sulla determinazione del numero minimo di elementi tali da garantire dei risultati corretti.

Con le risorse computazionali a disposizione, i tempi di calcolo sono risultati comunque ridotti in entrambi i casi analizzati, sia con $14 \cdot 10^6$ che con $25 \cdot 10^6$ elementi.

b) Dissipatore di calore a griglia metallica con micro-canali dritti

Lo studio di convergenza della mesh del dissipatore di calore a griglia metallica è stato particolarmente dispendioso in termini di tempo, a causa della particolare complessità geometrica che caratterizza il prototipo. I pin che lo costituiscono sono, infatti, più di 600 ed hanno un diametro ridotto, pari a 0.25 mm; inoltre, anche il volume di fluido che li attraversa è altrettanto complesso e anch'esso deve essere discretizzato in volumi finiti. La maggior difficoltà incontrata è stata quella di trovare un *optimum* fra il numero di elementi della mesh, la sua qualità, ed i relativi tempi di calcolo necessari.

Con le risorse computazionali a disposizione, il numero massimo di elementi processabile è pari a $150 \cdot 10^6$. Nel corso del primo approccio eseguito per la meshatura della regione volumetrica, si è raggiunto un numero di elementi pari a $350 \cdot 10^6$, con qualità minima pari a 0.12, e con tempi di calcolo peraltro elevati. Essendo tali valori ben oltre i limiti indicati si è reso necessario uno studio di affinamento della mesh per la riduzione del numero di elementi e l'aumento della qualità minima. I primi risultati sono stati ottenuti con una mesh avente qualità minima pari a 0.13 (maggiore del valore suggerito dai manuali pari a 0.1), sia con un numero di elementi pari a $100 \cdot 10^6$ che con $130 \cdot 10^6$. Si è notato che i parametri di interesse variavano in funzione del numero di elementi e probabilmente anche a causa della qualità non elevata. Per questo sono stati eseguiti anche altri test, che hanno portato ad un aumento della qualità ed ad una stabilizzazione dei parametri, indipendenti ora dalla mesh. Dopo un numero significativo di tentativi, i risultati finali ottenuti sono infine illustrati nella Figura 5.20:

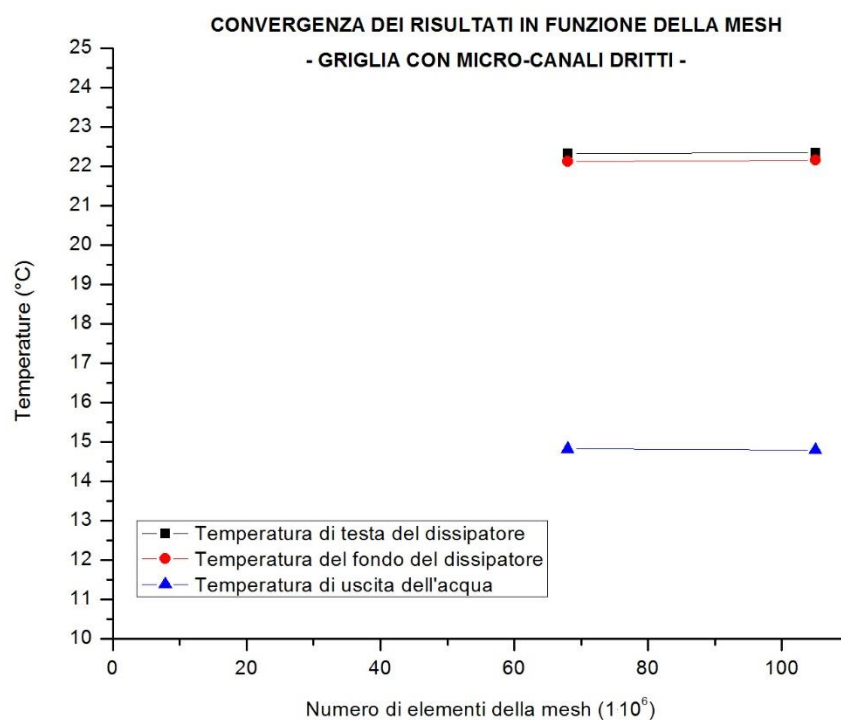


Figura 5.20: Studio di convergenza delle temperature di riferimento in funzione del numero di elementi della mesh per il dissipatore griglia metallica a micro-canali dritti.

c) Dissipatore di calore a griglia metallica con micro-canali inclinati di 25°

Discretizzato il volume del dissipatore a griglia metallica con micro-canali dritti, la meshatura per quello con micro-canali inclinati di 25° è stata più semplice, poiché sono stati impostati i medesimi parametri. Lo studio di convergenza perciò ha necessitato di pochi tentativi, ed i parametri ottenuti sono risultati indipendenti dal numero degli elementi della mesh, come dimostra il seguente grafico riprodotto nella Figura 5.21:

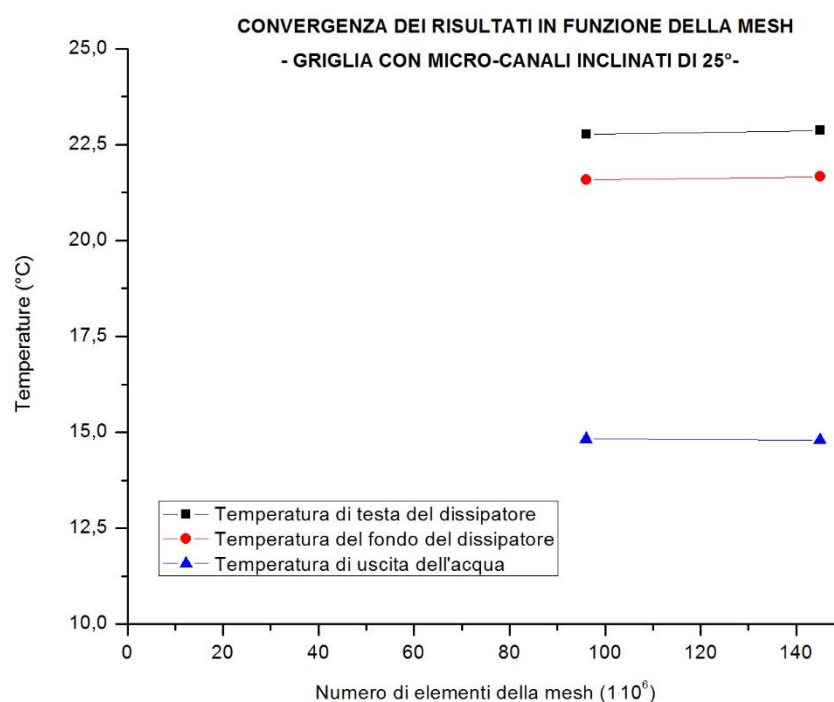


Figura 5.21: Studio di convergenza delle temperature di riferimento in funzione del numero di elementi della mesh per il dissipatore spugna metallica a micro-canali

Nella seguente Tabella 5.10 viene riportato il calcolo dell'indice di convergenza della griglia (GCI), il parametro che permette di capire l'avvenuta convergenza dei risultati numerici di una simulazione, in funzione del grado di affinamento della mesh utilizzata. Questo parametro permette, inoltre, di valutare l'incertezza associata alla soluzione numerica, relativo a ciascun dissipatore analizzato. In questo studio, valori dell'indice di convergenza della mesh inferiori al 10% sono ritenuti accettabili.

CONVERGENZA DEI RISULTATI		ELICOIDALI	GRIGLIA DITTA	GRIGLIA INCLINATA
T ₁ (Griglia fine)	T ₁ (fine)	21.89	23.34	22.77
T ₁ (Griglia grossolana)	T ₁ (coarse)	21.94	23.32	22.81
Dimensione del dominio	D	3		
Ordine del metodo di discretizzazione	P	1		
N° nodi (Griglia fine)	N _{fine}	4.6·10 ⁶	19.3·10 ⁶	27.5·10 ⁶
N° nodi (Griglia grossolana)	N _{coarse}	2.7·10 ⁶	12.5·10 ⁶	18.2·10 ⁶
Fattore di sicurezza	F _s	3		
Errore relativo	$\varepsilon = \left \frac{T_{coarse} - T_{fine}}{T_{fine}} \right $	0.23%	0.14%	0.19%

Rapporto di affinamento	$r = \left(\frac{N_{Fine}}{N_{coarse}} \right)^{\frac{1}{D}}$	1.19	1.15	1.14
Indice di convergenza	$GCI = \frac{F_s \cdot \epsilon_{rms}}{r^p - 1}$	3.53%	2.61%	4.02%

Tabella 5.10: Calcolo dell'indice di convergenza della mesh.

- 3) La terza ed ultima verifica da compiere consiste nell'osservare se, con le soluzioni ottenute, sia rispettato il bilancio dell'energia e soddisfatta l'equazione di continuità. Essendo il sistema adiabatico, il flusso termico in ingresso deve infatti coincidere con la potenza termica dissipata dal fluido refrigerante, e la portata di massa in ingresso dev'essere uguale a quella in uscita. Per il bilancio termico, noti i parametri di input già precedentemente descritti, ed ottenuta dalla simulazione la temperatura di uscita del fluido refrigerante $T_{w,out}$, dev'essere rispettata la seguente identità:

$$\dot{Q}_{entrante} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) = P_{dissipata}$$

Per la verifica dell'equazione di continuità, deve invece essere soddisfatta la seguente equazione:

$$\dot{m}_{ingresso} = \rho \cdot A_{attraversamento} \cdot v_{uscita} = \dot{m}_{uscita}$$

Per ogni prova, entrambe le equazioni sono risultate delle identità e, per questi motivi, i risultati numerici sono stati considerati validi.

5.2.2 – RISULTATI NUMERICI OTTENUTI

Una volta superate le verifiche preliminari, si procede con la determinazione dei parametri di interesse per la validazione della simulazione, sulla base dei risultati sperimentali. Al variare del flusso termico in ingresso, vengono rilevate la temperatura di testa del dissipatore T_1 , posta ad un millimetro di distanza dalla superficie superiore, la temperatura del fondo del dissipatore T_2 , posta a quattro millimetri di distanza dalla superficie superiore e la temperatura media di uscita del fluido $T_{w,out}$, come indicato nella seguente Figura 5.22:

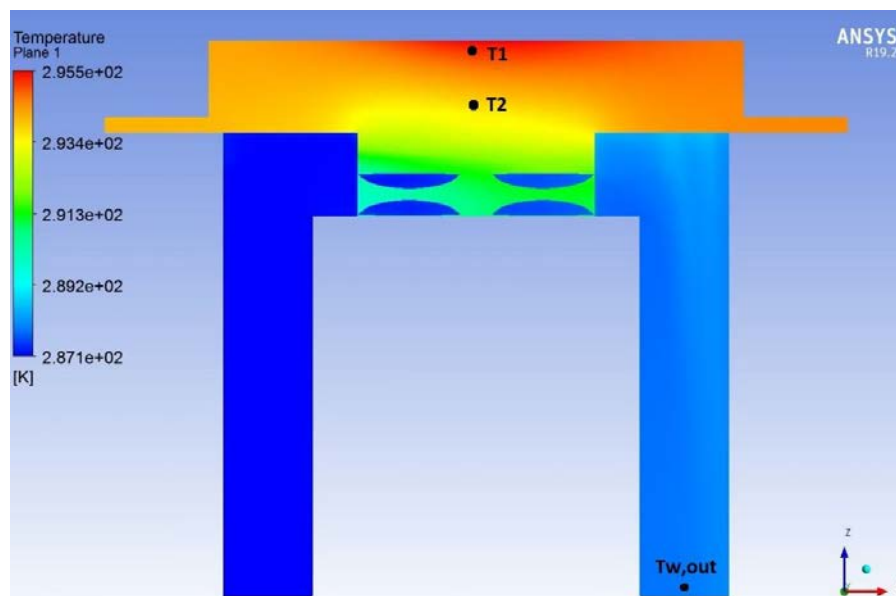


Figura 5.22: Sezione trasversale della mappatura delle temperature simulata per il prototipo con micro-canali elicoidali. Sono riportate le tre posizioni di interesse per le temperature calcolate T_1 , T_2 e $T_{w,out}$ utili per la validazione dei risultati calcolati rispetto ai valori sperimentalmente misurati.

I risultati numerici ottenuti dalle simulazioni sono stati rappresentati graficamente nel paragrafo del post-processing. In questo paragrafo vengono confrontati i valori numerici ottenuti con i dissipatori a geometria standard (dissipatore con micro-canali ad asse rettilineo, dissipatore con micro-canali a sezione quadripartita ad asse rettilineo e dissipatore con lamelle) e con quelli con geometrie più complesse ed innovative (dissipatori con micro-canali a sezione quadripartita ad asse elicoidale, dissipatore a griglia metallica con micro-canali dritti, dissipatore a griglia metallica con micro-canali inclinati di 25° rispetto alla direzione di ingresso del fluido. Nella Tabella 5.11 vengono riportati i parametri che, a parità delle condizioni al contorno e per un flusso termico in ingresso pari a 60 W, permettono di eseguire il confronto dei risultati numerici ottenuti dalle simulazioni fra i diversi dissipatori:

Flusso Termico Entrante: 60 W						
Parametri calcolati con ANSYS Fluent	Canali Dritti	Micro-canali Quadri-Partiti	Lamelle	Griglia	Griglia 25°	Micro Canali Quadri-Partiti Elicoidali
Area di scambio termico [mm ²]	734	2860	4310	3755	3766	2880
Area di passaggio delle linee di flusso termico [mm ²]	316	316	153	29	38	316
Temperatura di testa del dissipatore T1 [°C]	22.62	24.81	21.68	23.34	22.77	21.89
Temperatura del fondo del dissipatore T2 [°C]	21.48	23.59	20.48	22.15	21.58	20.68
Temperatura di uscita del fluido refrigerante [°C]	14.81	14.81	14.79	14.80	14.82	14.81
Velocità media del fluido nel dissipatore [m/s]	2.3	0.44	0.33	0.16	0.14	0.50
Caduta di pressione nel dissipatore [Pa]	5970	233	97	476	598	234
Coefficiente di scambio termico convettivo medio [W/m ² K]	14161	4619	3287	6831	7322	4701

Tabella 5.11: Risultati dei principali parametri termo-fluidodinamici calcolati con una potenza termica entrante pari a 60W.

La tabella 5.11 va analizzata nel suo complesso, non osservando solamente le temperature che raggiungono i dissipatori; il confronto fra le diverse geometrie, infatti, deve essere compiuto esaminando la superficie di scambio termico, la sezione di passaggio delle linee di flusso di calore e il coefficiente di scambio termico convettivo medio. La configurazione migliore sarà quella con coefficiente di scambio termico convettivo medio più elevato, valutato a parità di superficie di scambio e di sezione di passaggio delle linee di flusso. In prima istanza si può notare come il dissipatore a lamelle riesca a mantenere le temperature di esercizio più basse grazie all'elevata superficie di scambio termico che mette a disposizione. Osservando, invece, il valor medio del coefficiente di scambio termico convettivo ottenuto dalle simulazioni, che risulta principalmente influenzato dalle condizioni fluidodinamiche del sistema, si evince come il dissipatore di calore che garantisce lo scambio termico convettivo migliore sia quello a micro-canali elicoidali. Considerando anche la sezione di passaggio delle linee di flusso di calore, si può osservare come i dissipatori a griglia metallica siano i meno performanti, in quanto non permettono un passaggio continuo delle linee di flusso di calore dal corpo solido superiore alla geometria di scambio inferiore. Questi fenomeni risultano ben evidenti dalle resistenze termiche che il flusso di calore incontra per trasferirsi dalla parte superiore del dissipatore fino al fluido refrigerante.

A parità di potenza termica entrante, di velocità media del fluido refrigerante e del diametro idraulico dei condotti, esse permettono di evidenziare i fenomeni precedentemente descritti e di capire i vantaggi e gli svantaggi che ciascuna geometria offre. Ciascuna resistenza R è calcolata come il rapporto fra il salto di temperatura ΔT fra due punti ed il flusso termico fra essi $\dot{Q}$ e valutata in [K/W]:

$$R = \frac{\Delta T}{\dot{Q}}$$

I punti di misura delle temperature e le relative resistenze termiche sono rappresentati in Figura 5.23:

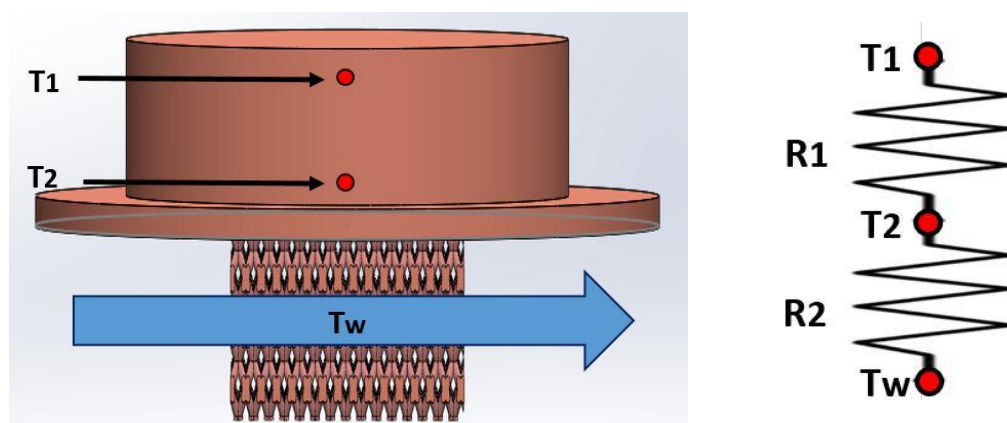


Figura 5.23: Rappresentazione dei punti di misura delle temperature e del relativo modello a resistenze termiche.

Nella seguente Tabella 5.12 vengono riportate: (i) la resistenza termica R_1 fra T_1 e T_2 , temperatura di testa e del fondo del dissipatore rispettivamente, (ii) la resistenza termica R_2 fra T_2 e T_w , con T_w temperatura di bulk del fluido refrigerante e la resistenza termica totale R_{tot} per ciascun dissipatore di calore. Tali resistenze termiche permettono di confrontare le prestazioni di questi sei dissipatori, testati a parità di flusso termico entrante $\dot{Q}$ (60 W) e a parità di portata volumetrica del fluido refrigerante (1 l/min).

	DISSIPATORI TESTATI					
Parametri	Lamelle	Elicoidale	Canali dritti	Griglia 25°	Griglia	Quadripartiti dritti
v_{fluido} [m/s]	0.24	0.50	2.30	0.14	0.16	0.50
A_{sc} [mm ²]	4049	2884	734	3766	3755	2860
A_{pass} [mm ²]	144	316	316	38	29	316
α [W/m ² K]	4049	4701	14161	7322	6831	4619
T_1 [°C]	21.68	21.89	22.62	22.77	23.34	24.81
T_2 [°C]	20.48	20.68	21.48	21.58	22.15	23.59
T_w [°C]	14.40	14.41	14.40	14.40	14.40	14.41
R_1 [K/W]	0.020	0.020	0.019	0.020	0.020	0.020
R_2 [K/W]	0.101	0.104	0.117	0.119	0.129	0.153
R_{tot} [K/W]	0.121	0.124	0.136	0.139	0.148	0.173

Tabella 5.12: Resistenze termiche che caratterizzano lo scambio termico dei dissipatori.

Dalla Tabella 5.12 si osserva come le temperature dei dissipatori siano influenzate dalla serie di resistenze termiche che il flusso termico incontra durante il suo passaggio attraverso l'intero sistema. La resistenza

termica R_1 è confrontabile per ciascuna configurazione poiché dipende esclusivamente dalla geometria superiore dei dissipatori, che è analoga per tutti. Successivamente il flusso termico incontra la resistenza R_2 ; essa dipende principalmente da tre fattori: (i) dall'area di passaggio attraverso cui le linee di flusso termico devono scorrere, per muoversi dalla parte superiore a quella inferiore del dissipatore, (ii) dalla superficie di scambio termico che ciascun dissipatore mette a disposizione e (iii) dal coefficiente di scambio termico convettivo medio. Si può notare come questo dissipatore a lamelle sia il migliore fra quelli testati, poiché garantisce le temperature di esercizio minori grazie all'elevata superficie di interfaccia solido-liquido e ad un buon coefficiente di scambio termico. Al contrario, i dissipatori a griglia metallica risultano meno prestazionali, poiché l'area di passaggio delle linee di flusso termico dalla parte superiore a quella inferiore del dissipatore è ridotta e causa un'ostruzione che rallenta lo smaltimento della potenza termica. Inoltre, è interessante sottolineare anche un altro aspetto, che riguarda il dissipatore a micro-canali quadripartiti con asse elicoidale e quello a micro-canali quadripartiti con asse rettilineo: a parità di coefficiente di scambio, di area di passaggio e di area di scambio, la sola capacità del primo di trasferire con i canali elicoidali il fluido riscaldato verso le zone inferiori del dissipatore, più fredde, comporta dei notevoli vantaggi in termini di abbassamento della temperatura massima di esercizio. Un altro aspetto interessante riguarda il confronto fra le griglie: il semplice fatto di deviare la traiettoria del fluido di un angolo di 25° comporta un aumento del coefficiente di scambio termico, già elevato, del 10%, e quindi ad un abbassamento delle temperature di esercizio.

Per confermare tali risultati, è stato eseguito un ulteriore confronto fra dissipatori con geometria standard e dissipatori con geometrie innovative al variare della potenza termica in ingresso. Sono stati testati perciò anche con un flusso termico entrante pari a 30 W e a 90 W ed i risultati sono riportate nelle successive Tabelle 5.13 e 5.14:

Flusso Termico Entrante: 30 W						
Parametri calcolati con ANSYS Fluent	Canali dritti	Micro-canali quadri-partiti	Lamelle	Griglia	Griglia 25°	Micro-canali quadri-partiti elicoidali
Temperatura di testa del dissipatore T1 [°C]	18.30	19.44	17.65	18.67	18.38	17.96
Temperatura del fondo del dissipatore T2 [°C]	17.73	18.85	17.05	18.08	17.78	17.37
Temperatura di uscita del fluido refrigerante [°C]	14.39	14.40	14.39	14.40	14.41	14.38
Velocità media del fluido nel dissipatore [m/s]	0.39	0.44	0.34	0.16	0.14	0.45
Caduta di pressione nel dissipatore [Pa]	168	220	105	476	598	235
Coefficiente scambio termico convettivo medio [W/m ² K]	4592	4597	3287	6831	7322	4701

Tabella 5.13: Risultati numerici ottenuti con una Potenza termica entrante pari a 30W.

Flusso Termico Entrante: 90 W						
Parametri calcolati con ANSYS Fluent	Canali dritti	Micro-canali quadri-partiti	Lamelle	Griglia	Griglia 25°	Micro-canali quadri-partiti elicoidali
Temperatura di testa del dissipatore T1 [°C]	26.93	30.34	24.99	28.00	27.15	25.88

Temperatura del fondo del dissipatore T2 [°C]	25.21	28.59	23.18	26.21	25.35	24.12
Temperatura di uscita del fluido refrigerante [°C]	15.23	15.25	15.20	15.28	15.23	15.23
Velocità media del fluido nel dissipatore [m/s]	0.41	0.44	0.34	0.16	0.14	0.44
Caduta di pressione nel dissipatore [Pa]	166	218	111	476	598	230
Coefficiente scambio termico convettivo medio [W/m ² K]	4592	4597	3288	6831	7322	4701

Tabella 5.14: Risultati numerici ottenuti con una Potenza termica entrante pari a 90W.

Anche al variare della potenza termica in ingresso, i risultati numerici confermano i risultati sperimentali. Sulla base dei risultati ottenuti, è possibile dunque trarre la seguente conclusione: confrontando i 6 modelli di dissipatore di calore testati, a parità di potenza termica entrante e di portata di fluido refrigerante, si evince come il dissipatore con lamelle sia il più efficiente, poiché garantisce le temperature di esercizio minori; queste sono dovute alla bassa resistenza termica che il dissipatore oppone al passaggio del flusso di calore. La resistenza termica totale che il flusso termico incontra dipende: dalla geometria del dissipatore, comprendente la superficie di interfaccia solido-liquido e l'area interna che il dissipatore mette a disposizione per il passaggio delle linee di flusso termico, e dal coefficiente di scambio termico convettivo medio. Sulla base della resistenza termica, dunque, è stato possibile stilare una classifica finale dei sei dissipatori testati, a partire dal più efficiente, riportata nella seguente Tabella 5.15:

DISSIPATORE DI CALORE	
1°	Lamelle
2°	Micro-canali quadripartiti elicoidali
3°	Micro-canali dritti
4°	Griglia metallica micro-canali inclinati di 25°
5°	Griglia metallica micro-canali dritti
6°	Micro-canali dritti quadripartiti

Tabella 5.15: Classificazione dei dissipatori di calore in base al coefficiente di scambio termico convettivo normalizzato.

5.3 – CONFRONTO DEI RISULTATI SPERIMENTALI E NUMERICI

In questo paragrafo viene effettuata la verifica di compatibilità tra i risultati delle simulazioni ed i risultati sperimentali, noto il range di incertezza sperimentale. I parametri di confronto sono: le temperature del dissipatore di calore, di testa e del fondo, e la temperatura di uscita del fluido refrigerante. Un primo riscontro viene effettuato con una potenza termica intermedia, pari a 60 W: i risultati sono riassunti nelle seguenti Tabelle 5.17, 5.18 e 5.19.

MICRO-CANALI ELICOIDALI	RISULTATI SPERIMENTALI	RISULTATI SIMULAZIONI
Temperatura di testa del dissipatore	21.60 ± 0.3 °C	21.89 ± 0.38 °C
Temperatura del fondo del dissipatore	20.41 ± 0.3 °C	20.68 ± 0.36 °C
Temperatura di uscita dell'acqua	14.94 ± 0.18 °C	14.81 ± 0.26 °C

Tabella 5.17: Confronto dei risultati sperimentali con quelli numerici per il dissipatore a micro-canali elicoidali.

GRIGLIA MICRO-CANALI DRITTI	RISULTATI SPERIMENTALI	RISULTATI SIMULAZIONI
Temperatura di testa del dissipatore	$22.91 \pm 0.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$23.34 \pm 0.30 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatura del fondo del dissipatore	$22.53 \pm 0.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$22.15 \pm 0.29 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatura di uscita dell'acqua	$14.98 \pm 0.18 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$14.82 \pm 0.19 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Tabella 5.18: Confronto dei risultati sperimentali con quelli numerici per il dissipatore a griglia metallica con canali dritti.

GRIGLIA MICRO-CANALI INCLINATI 25°	RISULTATI SPERIMENTALI	RISULTATI SIMULAZIONI
Temperatura di testa del dissipatore	$22.31 \pm 0.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$22.81 \pm 0.47 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatura del fondo del dissipatore	$21.58 \pm 0.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$21.60 \pm 0.45 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatura di uscita dell'acqua	$15.01 \pm 0.18 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$14.82 \pm 0.31 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Tabella 5.19: Confronto dei risultati sperimentali con quelli numerici per il dissipatore a griglia metallica con micro-canali inclinati di 25°.

Dai risultati è possibile osservare che, entro il range di incertezza sperimentale, i valori delle temperature simulazioni risultano prossimi ai valori sperimentali per questa specifica potenza termica.

La verifica finale per validare il modello simulativo viene effettuata, per ciascuno dei prototipi di dissipatore analizzati, variando la potenza termica in ingresso, in modo da ottenere gli andamenti relativi ai parametri di interesse da comparare con i corrispondenti sperimentali. Qualora si riscontri una coincidenza fra gli andamenti sperimentali con la loro banda di incertezza ed i punti ottenuti per via numerica, per un range di potenza compreso fra 0 a 100 W, si può affermare che per basse potenze termiche specifiche come quelle in esame, fino a 25 W/cm^2 , il modello simulativo termo-fluidodinamico risulta pienamente validato. Le curve ottenute dei parametri sperimentali, confrontate con i valori numerici ottenuti dalle simulazioni, sono infine riassunte nei seguenti grafici nelle Figure 5.23, 5.24 e 5.25:

1) Dissipatore di calore con micro-canali elicoidali.

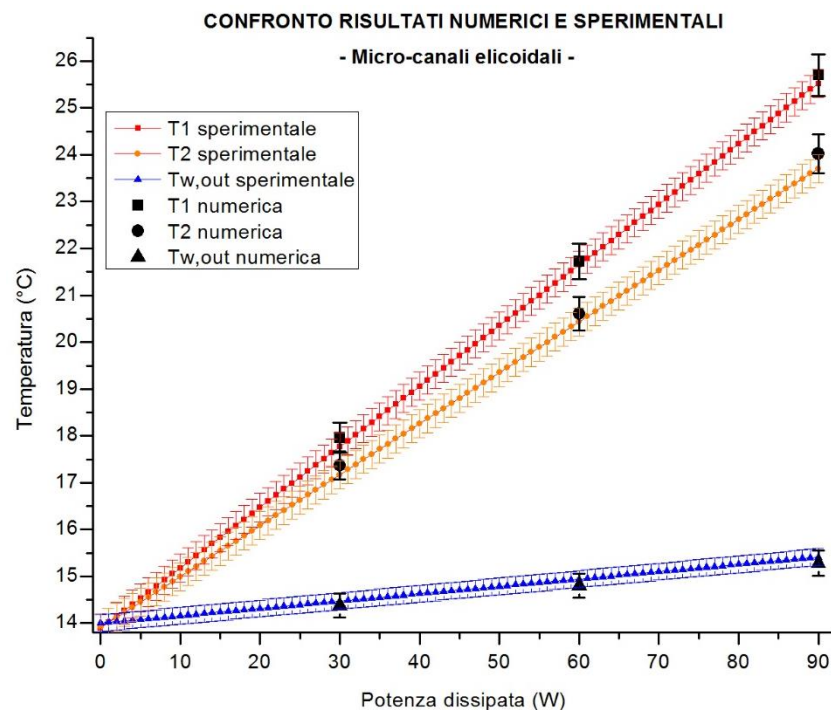


Figura 5.23: Grafico di confronto fra i risultati sperimentali (in rosso) e i risultati numerici (in giallo) per il dissipatore con micro-canali elicoidali.

2) Dissipatore di calore a griglia metallica con micro-canali dritti.

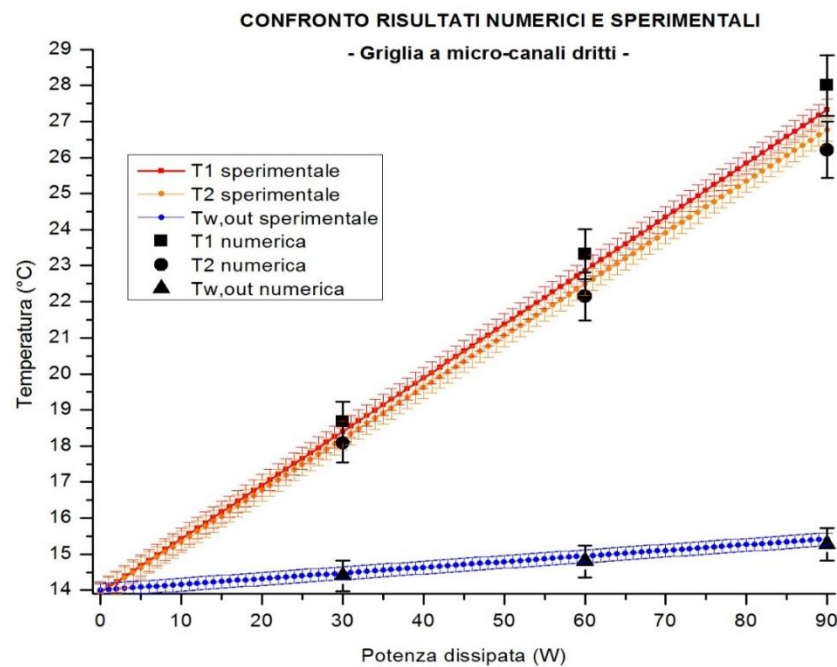


Figura 5.24: Grafico di confronto fra i risultati sperimentali (in rosso) e i risultati numerici (in giallo) per il dissipatore a griglia metallica con micro-canali dritti.

3) Dissipatore di calore a griglia metallica con micro-canali inclinati di 25°.

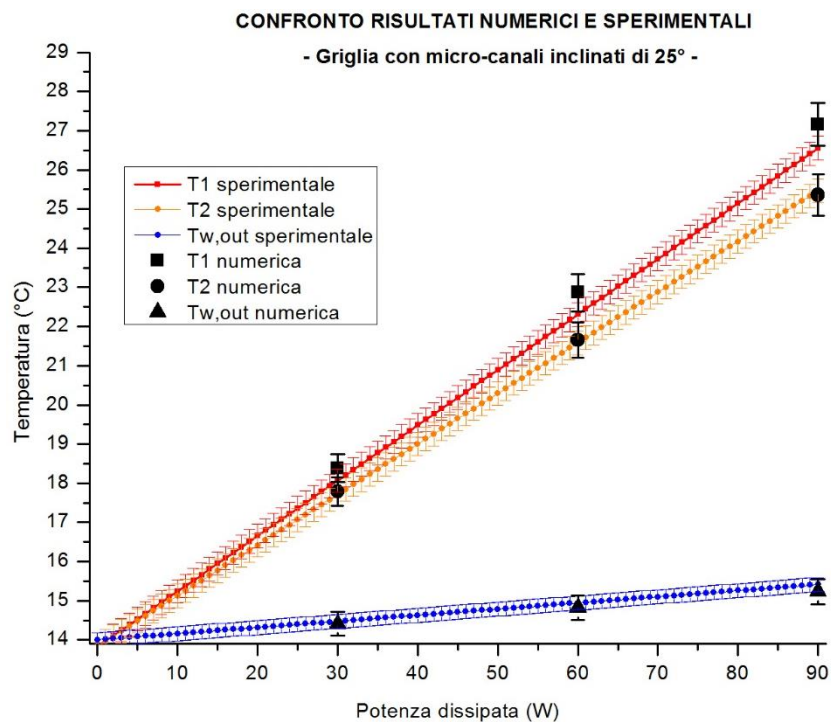


Figura 5.25: Grafico di confronto fra i risultati sperimentali (in rosso) e i risultati numerici (in giallo) per il dissipatore a griglia metallica con micro-canali inclinati di 25°.

5.4 – TEST FINALE AD ALTA POTENZA

Infine, a titolo indicativo, per comprendere se sia possibile smaltire una potenza termica specifica media pari ad 1 kW/cm^2 tramite un dissipatore di calore compatto che mantenga una temperatura di esercizio adeguata,

è stata effettuata una simulazione. Per questa prova, si è optato per l'utilizzo del dissipatore di calore a micro-canali elicoidali. La modellazione geometrica, il processo di generazione della mesh, il modello fluidodinamico scelto, la modellazione della potenza termica entrante e l'impostazione dei parametri della simulazione sono analoghi a quelle utilizzate per i test precedenti. Le uniche variabili che sono state modificate sono:

- La potenza termica entrante, ora pari a 4523.89 W, a cui corrisponde la potenza termica specifica media da specifica di progetto pari a 1 kW/cm².
- La portata di fluido refrigerante è stata adeguatamente incrementata al fine di migliorare la dissipazione del calore ed impostata a 0.3 kg/s; ad essa corrisponde una velocità media di attraversamento nei micro-canali pari a 6,5 m/s, valore inferiore a quello riportato nella pubblicazione [22] e quindi accettabile.
- La temperatura di ingresso del fluido refrigerante, imposta pari a 10 °C.

I risultati numerici ottenuti sono riportati nella seguente Tabella 5.20:

Potenza termica specifica	Potenza termica entrante	Temperatura massima di esercizio del dissipatore	Temperatura massima riscontrata del dissipatore
1 kW/cm ²	4520 W	325 °C	275.22

Tabella 5.20: Confronto della temperatura massima di esercizio con la temperatura limite imposta dalle specifiche di progetto.

Imposte queste condizioni al contorno, ed utilizzando il modello termo-fluidodinamico che ha ben riprodotto i risultati sperimentali ottenuti con i test in laboratorio per basse potenze termiche specifiche, possiamo, al termine di questo studio, affermare che la temperatura massima riscontrata è inferiore alla temperatura limite di esercizio. Pertanto, dopo aver effettuato questo primo tentativo ad alta potenza, sembra ragionevole l'idea di poter smaltire una potenza termica specifica media dell'ordine di 1 kW/cm² tramite un dissipatore di calore compatto ad alta efficienza.

5.5 - CONCLUSIONI E POSSIBILI SVILUPPI

Sulla base delle varie attività sperimentali svolte e dei calcoli termo-fluidodinamici di benchmark effettuati, possiamo affermare, al termine di questo lavoro di tesi, che i dissipatori di calore più efficienti (in base alle specifiche indicate) tra quelli presi in considerazione, sono risultati essere quello a *lamelle* e quello a *micro-canali elicoidali*. Queste particolari configurazioni si sono rivelate, infatti, le migliori fra quelle esaminate poiché permettono di garantire le temperature di esercizio più ridotte. La ragione della migliore efficienza delle lamelle è dovuta all'elevata superficie di scambio messa a disposizione e ad una adeguata area di passaggio per le linee di flusso termico. L'efficienza dimostrata dai micro-canali elicoidali è dovuta principalmente alla particolare configurazione geometrica ad elica, che permette di spostare il fluido refrigerante dalle zone calde alle zone fredde, e viceversa, in modo veloce ed efficiente, direttamente all'interno della geometria del dissipatore stesso. I dissipatori a griglia metallica, invece, nonostante l'elevata superficie di interfaccia solido-liquido e gli elevati coefficienti di scambio termico convettivo, non hanno garantito dei risultati altrettanto prestazionali, dimostrandosi poco efficienti a causa della ridotta area di passaggio per le linee di flusso.

Gli studi computazionali effettuati e la scelta dei parametri fluidodinamici più adatti al particolare regime di turbolenza studiato, si sono rivelati in eccellente accordo con i risultati sperimentali, entro l'intervallo di incertezza. Il modello fluidodinamico utilizzato nelle simulazioni è da ritenersi corretto e, dunque, si può dichiarare che il modello simulativo termo-fluidodinamico, così come impostato, è validato.

Il terzo ed ultimo obiettivo si proponeva, infine, di verificare con un test preliminare se fosse possibile smaltire un valor medio della potenza termica specifica incidente non inferiore ad 1 kW/cm^2 tramite un dissipatore di calore compatto ad alta efficienza. Si è optato per la scelta del dissipatore di calore a micro-canali elicoidali, poiché, tra i dissipatori testati sperimentalmente, è quello che ha fornito i riscontri numerici migliori. Dai calcoli effettuati, è risultata una temperatura massima raggiunta dal dissipatore pari a $275 \text{ }^\circ\text{C}$, inferiore al limite imposto dalle specifiche di progetto, pari a $325 \text{ }^\circ\text{C}$. Risulta pertanto ragionevole poter pensare di smaltire i livelli di potenza termica specifica indicati, dato che, peraltro, sono state utilizzate portate massiche e temperature del fluido refrigerante non critiche. Tale risultato non è da considerarsi come un limite tecnologico per il sistema in esame, ma lascia intravedere quindi la possibilità di ulteriori margini di miglioramento nelle prestazioni.

Si possono, inoltre, fare le seguenti considerazioni conclusive:

- 1) La differenza percentuale tra le prestazioni dei tre dissipatori testati è la seguente: per potenze termiche specifiche inferiori a 100 W/cm^2 , la differenza percentuale tra le temperature di esercizio dei dissipatori a micro-canali elicoidali e quelli a griglia metallica si attesta intorno all'1,5%; per potenze termiche specifiche più elevate, come a 0.65 kW/cm^2 , questa differenza si attesta intorno al 9%. Dunque, per basse potenze termiche specifiche, il dissipatore più adeguato fra questi è quello più economicamente conveniente da produrre, dato che hanno prestazioni equivalenti; per alte potenze termiche specifiche, la differenza di performance è molto più evidente e quindi il dissipatore di calore con micro-canali elicoidali è da preferire.
- 2) I dissipatori di calore con configurazione a griglia metallica testati hanno dimostrato prestazioni elevate a differenza dei micro-canali elicoidali e delle lamelle. Pur disponendo di un'area di scambio molto elevata, le linee di flusso termico, nel passaggio dal corpo centrale del dissipatore ai sottilissimi pin della griglia, incontrano una notevole diminuzione della sezione geometrica di passaggio; questa ostruzione è un vero e proprio collo di bottiglia, che blocca le linee di flusso termico nella parte superiore del dissipatore, facendo aumentare di conseguenza la temperatura media dello stesso.
- 3) Pur avendo ottenuto un ottimo riscontro tra i risultati delle simulazioni termo-fluidodinamiche e quelli ottenuti dalle prove sperimentali, per basse potenze termiche specifiche, non è possibile affermare con assoluta certezza che i modelli adottati per le simulazioni costituiscano un valido riferimento per la progettazione finale della stazione target per la produzione di radioisotopi ai LNL. I risultati numerici che si ottengono hanno fornito, comunque, un riscontro positivo e possono essere quindi presi come riferimento. Ad essi andrà associato un certo margine di sicurezza.

Per affinare ulteriormente le prestazioni dei dissipatori di calore analizzati, in un prossimo futuro saranno eseguiti degli studi più accurati sui seguenti parametri di interesse:

- 1) Per migliorare ulteriormente le caratteristiche dello scambio termico del dissipatore di calore con micro-canali elicoidali, è possibile eseguire uno studio di ottimizzazione dei micro-canali ad asse elicoidale, finalizzato ad individuare il diametro ottimale dei condotti ed il passo più opportuno dell'elica, tali da garantire il giusto compromesso fra l'aumento del coefficiente di scambio termico e la diminuzione delle perdite di carico. Analogamente, è possibile eseguire uno studio sulla portata di massa del fluido refrigerante, al fine di calcolare la portata ottimale, sostenibile da una determinata configurazione geometrica, per dissipare la potenza termica massima.
- 2) Uno studio di ottimizzazione della geometria può essere condotto anche sul dissipatore di calore con configurazione a lamelle: lo scopo è quello di dimensionare opportunamente lo spessore delle lamelle e la dimensione dei micro-canali dove fluisce il refrigerante, al fine di aumentare la capacità di scambio termico convettivo tra solido e fluido. Potrebbe risultare interessante confrontare geometrie di lamelle

a spessore variabile, geometrie ondulate o caratterizzate da motivi geometrici simili a quelli utilizzati negli scambiatori di calore a piastre.

- 3) In sostituzione al rame OFHC, potrebbe risultare interessante valutare anche l'utilizzo di nuovi materiali da utilizzare per il dissipatore di calore, come ad esempio il carbonio; esso, infatti, dispone di caratteristiche che si adattano bene a questa applicazione, come l'alta temperatura di fusione (3500°C), pari al triplo di quella del rame, l'alta conducibilità termica, che può raggiungere valori pari a quella del rame, 375 W/mK , ed un basso numero atomico Z , che limita fortemente il livello di radioattività indotta, con conseguente bassa emissione di radiazioni.

BIBLIOGRAFIA

- [1] INFN-LNL, «<https://web.infn.it/spes/index.php/applications/larmed>», (Consultato il 15/05/2019).
- [2] G. Fiorentini, «Progetto SPES ai LNL: un ponte fra le stelle e la società», Comunicazione privata, Laboratori Nazionali di Legnaro, 2016.
- [3] IAEA members, «Cyclotron Produced Radionuclides: Principles and Practice», Publishing Section International Atomic Energy Agency, Austria, 2008.
- [4] H. Skliarova, «Development of novel cyclotron target for ^{99m}Tc production», Tesi di Dottorato di Ricerca in Fisica, Università degli Studi di Ferrara, a.a. 2013-2016.
- [5] W. Gelbart, R.R. Johnson, B. Abeyssekera, «Solid target irradiation and transfer system», 14th International Workshop on Targetry and Target Chemistry, Canada, 2012.
- [6] W. Gelbart, R. R. Johnson, «"5th Generation" High Current Solid target Irradiation System», Canada, 2013.
- [7] M. Gobbo, «Preliminary studies on a new target station and handling system for high power irradiation target», Comunicazione privata, gruppo LARAMED, LNL, 2016.
- [8] M. Gobbo, «Thermal Contact Resistence – Experimental set-up», Comunicazione privata, gruppo LARAMED, LNL, 2016.
- [9] G. Montenegro, «Modellazione CFD di flussi reagenti in schiume a cella aperta: studio delle proprietà fluidodinamiche e di trasferimento di massa per applicazioni nei sistemi di post-trattamento di M.C.I.», Tesi di Laurea Magistrale, Politecnico di Milano, a.a. 2013-2014.
- [10] T.J. Lu, A. Stone, M.F. Ashby, «Heat transfer in open-cell metal foams», Pergamon, Vol. 46, No 10, pp. 3619-3635, Great Britain, 1998.
- [11] M. Bai, J.N. Chung, «Analytical and numerical prediction of heat transfer and pressure drop in open-cell metal foams», International Journal of Thermal Sciences, pp. 869, USA, 2011.
- [12] R. J. Phillips, «Microchannel heat Sinks», The Lincoln Laboratory Journal, Volume 1, 1998.
- [13] P. Lee, S. V. Garimella, D. Liu, «Investigation of heat transfer in rectangular microchannels», International Journal of heat and mass transfer, pp. 1688-1704, USA, 2005.
- [14] C. Bonacina, A. Cavallini, L. Mattarolo, «Trasmissione del calore», Cleup, Padova, 2014.
- [15] Y. A. Cengel, J. M. Cimbala, G. Cozzo, C. Santoro, «Meccanica dei fluidi (3^a ed.)», Connect, Milano, 2015.
- [16] J. Ferziger, M. Peric, «Computational methods for fluid-dynamics», Springer, Germany, 2002.
- [17] Equazioni di fluidodinamica e metodologia CFD, «<https://www.docenti.unina.it/webdocenti-be/allegati/materiale-didattico/545846>», (Consultato il 16/05/2019).
- [18] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, «An Introduction to Computational Fluid Dynamics (2nd ed.)», Pearson, England, 2007.
- [19] Ansys Help, «<https://ansyshelp.ansys.com>», (Consultato il 20/04/2019).
- [20] G. Fanti, «Appunti di misure meccaniche e termiche (3^a ed.)», Edizioni Libreria Progetto Padova, Padova 2013.
- [21] Michael A.Pate, Non-imaging photon concentrator, US Patent 2004/0120153 A1.
- [22] P.F. Mastinu, A. Baraldo, R.Capote Noy, N. Dzysiuk, G.Martin Hernandez, M. Pignatari, J. Pignatari, J. Praena, G.Prete, A. Ventura, «Status of LENOS», Comunicazione privata, gruppo LARAMED, LNL, 2010.
- [23] A. Perez, «Uncertainty Analysis of Computational Fluid Dynamics Via Polynomial Chaos », Doctor of Philosophy in Aereospace Engineering, Virginia Polytechnic, Blacksburg, 2008.
- [24] Examining Spatial (Grid) Convergence, «<https://www.grc.nasa.gov/WWW/wind/valid/tutorial/spatconv.html> », (Consultato il 12/06/2015).

RINGRAZIAMENTI

Dedico questo lavoro di tesi ai miei genitori Luciano e Antonietta, che con i loro sacrifici di una vita mi hanno permesso di studiare ciò che più mi piace, e a mia sorella Sofia, su cui ho sempre potuto contare.

Un immenso grazie a Juan e Gabriele, per avermi dato la possibilità di lavorare a questo progetto all'interno del meraviglioso gruppo LARAMED, per avermi sempre seguito ed aiutato nei momenti di difficoltà e soprattutto per avermi trattato davvero bene, dandomi degli importanti insegnamenti di vita.

Ringrazio i miei amici, per aver passato insieme questi fantastici anni e per aver condiviso gioie e dolori del faticoso cammino universitario.