

**Titolo**

**Progettazione e realizzazione di un pin bundle per l'investigazione dello scambio termico in regime di convezione mista in sistemi LFR**

**Descrittori**

**Tipologia del documento:** Rapporto Tecnico  
**Collocazione contrattuale:** Accordo di programma ENEA-MSE: tema di ricerca "Nuovo nucleare da fissione"  
**Argomenti trattati:** Termoidraulica  
 Fluidodinamica  
 Termoidraulica del nocciolo  
 Generation IV Reactors

**Sommario**

Il presente documento presenta la progettazione e realizzazione di un pin bundle con filo separatore da utilizzare in future campagne sperimentali ad ENEA Brasimone. Inoltre viene presentato un modello analitico-empirico per il computo delle principali grandezze integrali in NACIE ed un modello 3D CFD del pin bundle in metallo liquido fluente.


**Note**

In appendice A viene riportato il contributo CIRTEN, CERSE-UNIPI RL 1089/2011.  
 Autori: N. Forgione, G. Galgani (CIRTEN)  
 Autori: I. Di Piazza, P. Gaggini, M. Tarantino (ENEA)

**Copia n.**
**In carico a:**

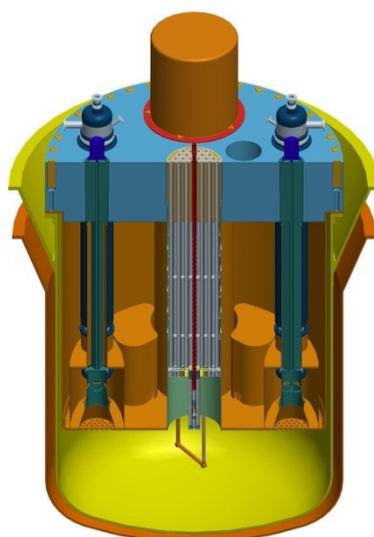
|      |             |            |           |  |   |   |
|------|-------------|------------|-----------|--|---|---|
| 2    |             |            | NOME      |  |   |   |
|      |             |            | FIRMA     |  |   |   |
| 1    |             |            | NOME      |  |   |   |
|      |             |            | FIRMA     |  |   |   |
| 0    | EMISSIONE   | 16-09-2014 | NOME      | I. Di Piazza   | M. Tarantino  | P. Meloni   |
|      |             |            | FIRMA     |  |  |  |
| REV. | DESCRIZIONE | DATA       | REDAZIONE | CONVALIDA  | APPROVAZIONE  |   |

## Sommario

|  |           |
|--|-----------|
| <b>INTRODUZIONE .....</b>  | <b>3</b>  |
| <b>BUNDLE A 19 BARRETTE CON FILO SEPARATORE.....</b>                     | <b>6</b>  |
| <b>RASSEGNA DI LETTERATURA SULLA TERMOIDRAULICA DEI PIN BUNDLE .....</b> | <b>10</b> |
| <b>MODELLO TERMOIDRAULICO SEMPLIFICATO DEL CIRCUITO NACIE.....</b>       | <b>21</b> |
| <b>SIMULAZIONI CFD DEL PIN BUNDLE .....</b>                              | <b>29</b> |
| <b>CONCLUSIONI .....</b>   | <b>34</b> |
| <b>REFERENCES .....</b>  | <b>35</b> |
| <b>APPENDICE A.....</b>  | <b>37</b> |

## INTRODUZIONE

Nell'ambito delle attività di ricerca previste in supporto allo sviluppo del reattore a piombo LFR di IV Generazione, l'ENEA ha assunto l'impegno di effettuare test sperimentali per simulare il comportamento termoidraulico di un fuel pin bundle prototipico refrigerato a metallo liquido. Tale bundle avrà caratteristiche termoidrauliche simili a quello da utilizzare nel prototipo ADS/LFR genIV MYRRHA [1]. MYRRHA (Multi-purpose hYbrid Research Reactor for High-tech Applications) è un reattore di ricerca a spettro veloce refrigerato ad eutettico PbBi (LBE), avrà una potenza termica di 100 MW e servirà da prototipo ADS/LFR potendo operare sia in condizioni critiche che subcritiche. MYRRHA sarà realizzato in Belgio presso SCK-CEN di Møl e dovrebbe essere operativo nel 2023. Uno spaccato concettuale del reattore MYRRHA è mostrato in figura 1.



*Figura 1 Sketch del reattore MYRRHA.*

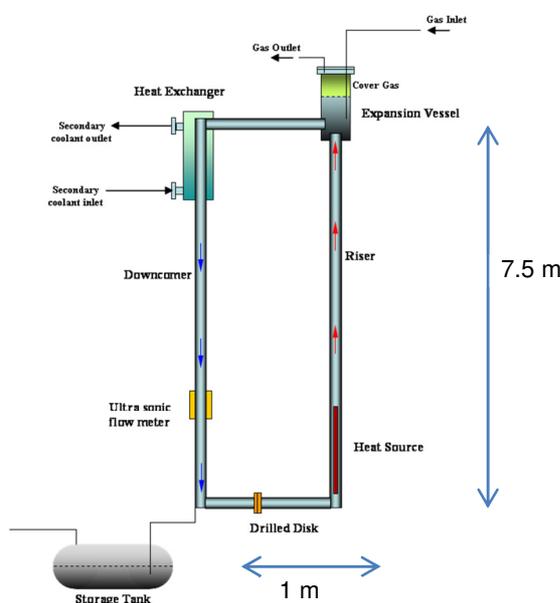
Le scelte fatte per il nuovo pin bundle sono in linea con quelle operate dai progettisti di MYRRHA, e lo scopo della realizzazione del bundle elettrico è la caratterizzazione termoidraulica dello stesso sia in circolazione naturale che mista e successivamente anche forzata.

Tali attività, che saranno svolte nel contesto dell'Accordo di Programma esistente fra l'ENEA e il Ministero dello Sviluppo Economico (MSE), saranno eseguite sulla facility NACIE (Natural Circulation Experiment), installata presso il Centro di Ricerca ENEA del Brasimone.

NACIE (vedi figura 2) è una facility a loop rettangolare che permette di effettuare campagne sperimentali nel campo della termoidraulica, della fluidodinamica, del controllo della chimica, della corrosione e dello scambio termico con metalli liquidi, al fine di ottenere correlazioni essenziali per il design e lo sviluppo di impianti nucleari di nuova generazione refrigerati a metallo liquido pesante. NACIE è essenzialmente costituita da due rami verticali (O.D. 2.5''S40), rispettivamente con funzioni di riser e downcomer, connessi da due rami orizzontali (O.D. 2.5''S40). Sulla parte inferiore del riser è installata una sorgente termica costituita da un fuel bundle, mentre uno scambiatore di calore è collocato nella parte superiore del downcomer. NACIE è costruita interamente in acciaio inossidabile austenitico AISI 304 ed è in grado di lavorare sia con piombo sia con la lega eutettica PbBi (LBE)

come fluido di lavoro. Durante le prove in circolazione assistita viene iniettato del gas (Argon) attraverso il riser per promuovere la circolazione dell'LBE nel circuito. Nella parte superiore del riser è posto un vaso di espansione avente il duplice scopo di permettere la dilatazione termica dell'LBE durante i transitori operazionali e di separare e recuperare l'Argon dall'LBE per riutilizzarlo, in circuito chiuso, per promuovere la circolazione del metallo liquido. Il livello libero del vaso di espansione è mantenuto in sovrappressione (circa 200 mbar) con una miscela di Argon-Idrogeno. Nella parte superiore del downcomer è installato uno scambiatore di calore del tipo tube in tube che utilizza come fluido secondario acqua ad una pressione di 1.5 bar.

Il volume interno dell'impianto è di circa  $0.1 \text{ m}^3$  (100 litri), corrispondente ad un inventario complessivo di metallo liquido è di 1000 kg. La temperatura di design per la facility è di  $550^\circ\text{C}$ , anche se essa viene generalmente operata a temperature inferiori in LBE. Sulla parte inferiore del downcomer è collocato un misuratore di portata ad ultrasuoni. Lo schema concettuale di NACIE con le dimensioni principali orientative è rappresentato in figura 2.

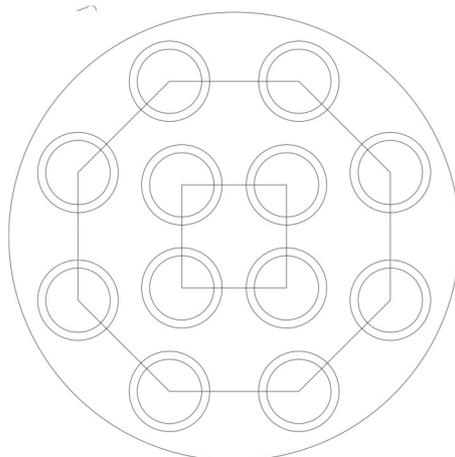


*Figura 2 Sketch concettuale della facility NACIE*

Attualmente il bundle installato su NACIE è costituito da 4 barrette (2 attive e 2 dummies), per una potenza totale di circa 50 kW. Lo scambiatore di calore in grado di smaltire 50 kW è attualmente costituito da 3 tubi in AISI 304, coassiali e di differente spessore. La lega LBE scorre all'interno del tubo interno, mentre l'acqua refrigerante scorre in controcorrente nell'intercapedine fra il tubo mediano e il tubo esterno. L'intercapedine fra il tubo interno e il tubo mediano (~6 mm) è invece riempita con polverino di acciaio. Lo scopo del polverino è quello di scaricare termicamente le tubazioni, mitigando gli stress termici dovuti all'espansione termica differenziale lungo l'asse dello scambiatore durante le misure sperimentali, garantendo allo stesso tempo lo smaltimento della potenza termica verso il circuito secondario. Il gap di polvere è responsabile del 30-50 della resistenza termica complessiva nell'attuale scambiatore di calore.

Una nuova sorgente termica è stata sviluppata e sarà installata su NACIE al posto della attuale. Tale sorgente sarà descritta nel dettaglio nelle sezioni successive ed avrà una potenza complessiva dell'ordine dei 250 kW.

Tale scelta comporta la riprogettazione di uno scambiatore di calore in grado di smaltire la potenza richiesta. Scartata la scelta di un elemento tube-in-tube, a causa degli elevati ingombri assiali che avrebbe comportato, l'attenzione si è focalizzata sull'adozione di uno scambiatore del tipo shell-and-tube. In particolare la lega LBE verrà fatta scorrere all'interno di 12 tubi mentre l'acqua del circuito secondario, alimentata ad una pressione di 16 bar, verrà fatta scorrere controcorrente lato mantello. I tubi interni dello scambiatore sono progettati per essere a doppia parete, con la camicia interna riempita di polverino di acciaio, al fine di scaricare termicamente le pareti in acciaio dei tubi e con funzione di sicurezza per impedire l'eventuale accidentale contatto fra acqua e LBE. In figura 3 è mostrata la sezione trasversale del nuovo scambiatore di calore.

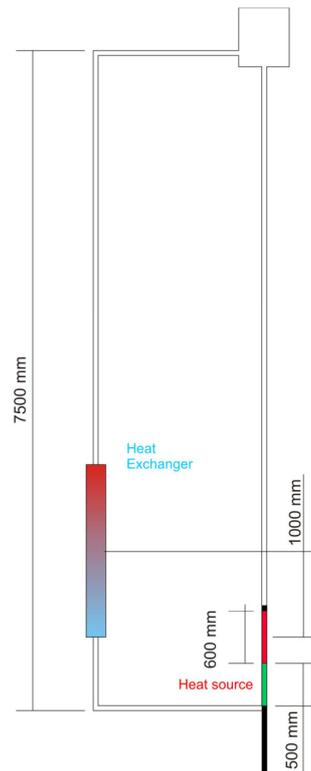


*Figura 3 Schema concettuale del nuovo scambiatore di calore da 250 kW.*

I dati geometrici fondamentali di massima del nuovo scambiatore di calore sono:

- ✓  $L=2000$  mm;
- ✓  $D_{shell}=334$  mm (14");
- ✓  $D_{tubo\_esterno}=60.325$  mm (2");
- ✓  $D_{tubo\_interno}=40.9$  mm (1.5");
- ✓ Gap=2.1 mm;
- ✓  $N_{tubi}=12$ ;

La nuova configurazione di NACIE prevede inoltre un avvicinamento fra la sorgente calda e il pozzo freddo; in particolare lo scambiatore di calore verrà avvicinato verso il bundle, per garantire una differenza di quota fra la sorgente e il pozzo freddo pari a  $H=1$  m e soddisfare le esigenze dei progettisti di MYRRHA. In *Figura 4* è riportata la configurazione futura di NACIE.



*Figura 4 Sketch della nuova configurazione per NACIE.*

Gli obiettivi della campagna sperimentale prevista su NACIE con l'impiego del nuovo bundle sono:

- la misura della temperature di parete delle barrette mediante l'utilizzo di termocoppie incamiciate (embedded);
- la misura della temperature di sottocanale;
- verificare la presenza di eventuali punti caldi;
- osservare la stratificazione termica assiale del fluido refrigerante e la lunghezza di attacco nei sottocanali del bundle.

Per realizzare tali obiettivi è stata prevista e procurata una strumentazione adeguata e ciò ha condizionato anche le scelte tecniche complessive.

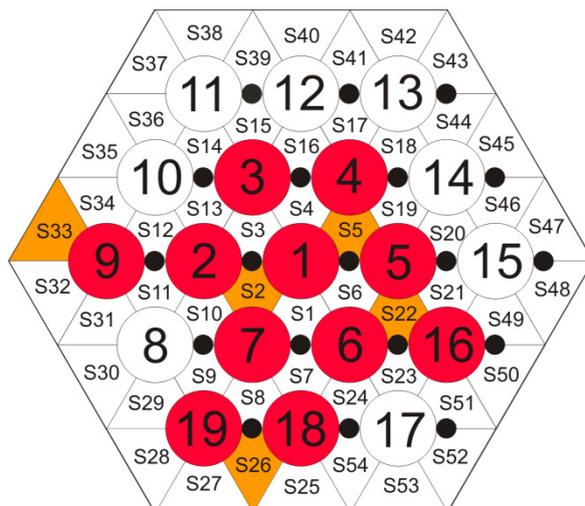
Al fine di una corretta progettazione e calcolo del bundle elettrico viene presentata di seguito una rassegna di letteratura sulla termofluidodinamica di dettaglio dei bundle a metallo liquido.

## **BUNDLE A 19 BARRETTE CON FILO SEPARATORE**

La nuova sorgente termica consiste in 19 barrette elettriche, caratterizzate da una lunghezza attiva pari a  $L_{active} = 600$  mm (lunghezza totale di  $L_{total} = 2000$  mm, inclusa la lunghezza non attiva) ed aventi un diametro  $d = 6.55$  mm. Il flusso termico massimo alla parete è uguale a  $q'' = 1$  MW/m<sup>2</sup>. Le barrette saranno disposte in reticolo esagonale caratterizzato da un rapporto  $p/d = 1.276$ . Il bundle sarà

quindi chiuso in una scatola esagonale detta ‘*wrapper*’. Non saranno presenti griglie distanziatrici, ma sarà installato sulle barrette un filo distanziatore di diametro  $d = 1.75$  mm. La potenza termica massima totale del bundle sarà di  $\sim 235$  kW, corrispondente a  $\sim 12.36$  kW/pin, per una potenza lineare di 20.6 kW/m per ogni barretta.

Il nuovo fuel bundle consiste in 19 barrette e 54 sottocanali e sarà disposto come mostrato in figura 3, nella quale sono evidenziati sottocanali e le barrette numerati convenzionalmente che saranno strumentate e monitorate durante le misure sperimentali.

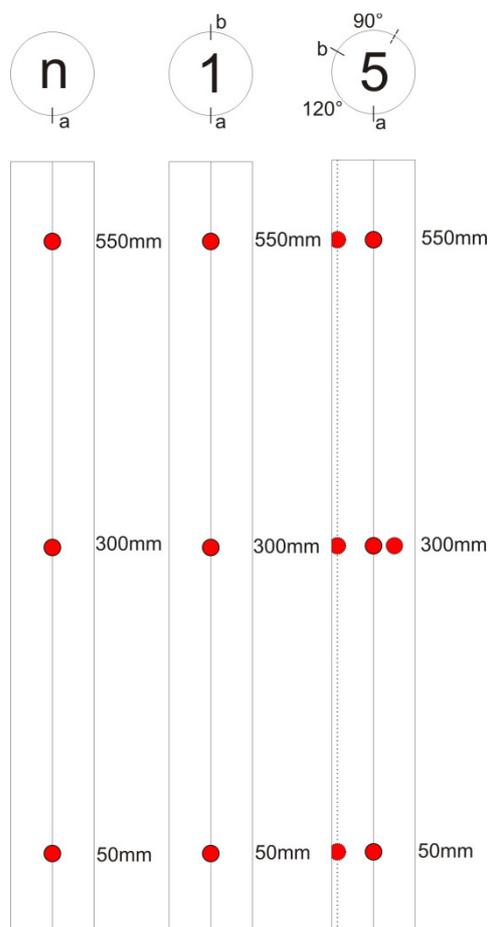


**Figura 5** Sezione concettuale del nuovo fuel bundle con filo separatore.

Le barrette n. 2, 4, 6, 7, 9, 16, 18, 19 saranno strumentate con termocoppie incamiciate nelle barrette stesse (diametro  $\varnothing 0.5$  mm, localmente rastremate a  $\varnothing 0.25$  mm), disposte lungo una generatrice parallela all’asse della barretta, a tre differenti quote. Ponendo l’origine del sistema di riferimento all’inizio della zona attiva delle barrette, tali quote saranno rispettivamente 50 mm, 300 mm, 550 mm come riportato in Figura 4 .

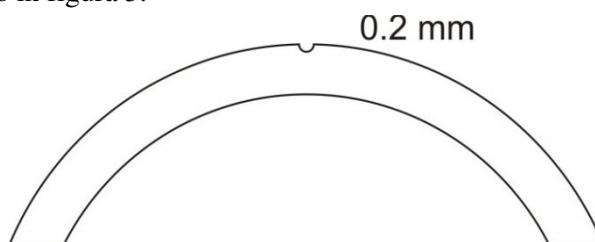
La barretta n. 1 sarà strumentate con termocoppie incamiciate (diametro  $\varnothing 0.5$  mm, localmente rastremate a  $\varnothing 0.25$  mm), disposte lungo due generatrici parallele all’asse della barretta, rispettivamente “a” e “b”, a  $\alpha = 180^\circ$  fra di loro, a tre differenti quote, rispettivamente 50 mm, 300 mm, 550, come riportato in figura 4.

La barretta n. 1 sarà strumentate con termocoppie incamiciate (diametro  $\varnothing 0.5$  mm, localmente rastremate a  $\varnothing 0.25$  mm), disposte lungo due generatrici parallele all’asse della barretta, rispettivamente “a” e “b”, a  $\alpha = 120^\circ$  fra di loro, a tre differenti quote, rispettivamente 50 mm, 300 mm, 550 mm e con una termocoppia incamicciata (diametro  $\varnothing 0.5$  mm, localmente rastremata  $\varnothing 0.25$  mm) disposta alla quota di 300mm a  $\beta = 90^\circ$  dalla generatrice “b”, come mostrato in figura 4.



**Figura 6** *Disposizione delle termocoppie incamiciate nelle barrette (termocoppies in rosso).*  
 $n = 2, 4, 6, 7, 9, 16, 18, 19.$

La barretta n. 3 sarà dotata di una cava di 0.2 mm parallela all'asse del cilindro e sarà strumentata con termocoppie di parete (diametro  $\varnothing$  0.5 mm, localmente rastremate a  $\varnothing$  0.25 mm) ogni 50-100 mm, al fine di studiare la stratificazione termica e gli effetti di attacco dello strato limite. La cava sarà a forma emisferica, come mostrato in figura 5.



**Figura 7** *Forma della cava sulla barretta n. 3.*

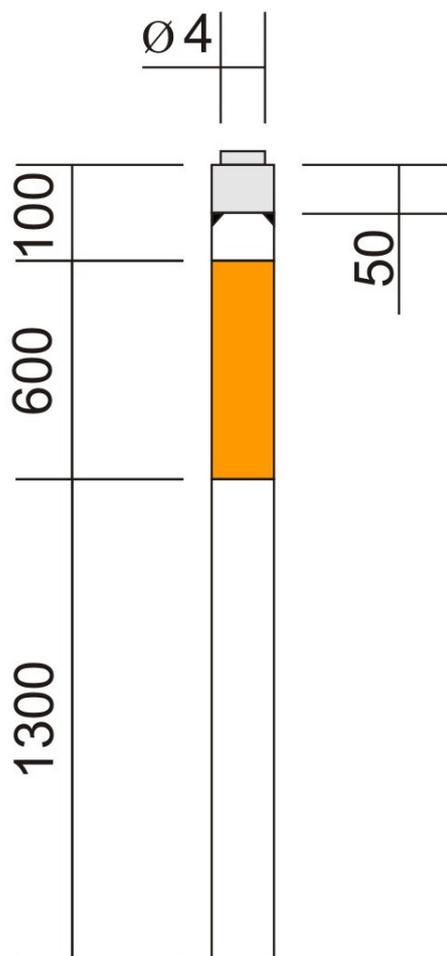
I sottocanali S2, S5, S22, S26, S33 saranno strumentati con termocoppie (diametro  $\varnothing$  0.5 mm) disposte al centro di ciascun sottocanale, alle quote di 50 mm, 300 mm, 550.

La lunghezza totale delle barrette sarà di  $L_{total} = 2000$  mm, come riportato in figura 6; una zona non-attiva è prevista sopra e sotto la zona attiva, al fine di poter maneggiare il bundle e per poterlo disporre a differenti posizioni longitudinali lungo il ramo verticale di NACIE. Una copertura in acciaio (50 mm

in altezza) sarà saldata sulla parte superiore delle barretta e un piede in acciaio sarà disposto su di esso (10 mm in altezza, 4 mm in diametro).

Le termocoppie (lunghezza totale  $l = 3500$  mm) utilizzate per strumentare le barrette saranno di tipo K, avranno un diametro di  $\varnothing 0.5$  mm e saranno localmente rastremate a  $\varnothing 0.25$  mm, permettendo in questo modo una corretta misura e al tempo stesso una buona resistenza, come mostrato in figura 7.

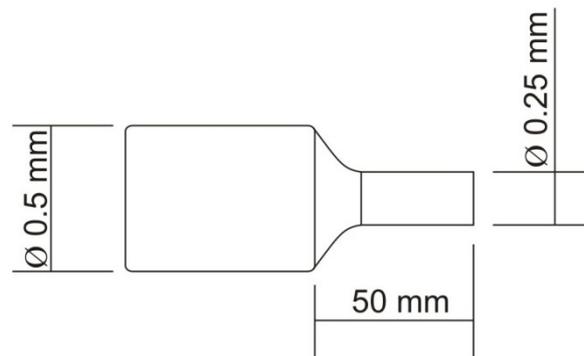
Inoltre le termocoppie saranno puntate dopo l'installazione e il fissaggio del filo distanziatore. Le termocoppie saranno posizionate in cave aventi una lunghezza di 50 mm.



*Figura 8 Sketch dell'intera barretta: zona attiva (in arancione) e zona non-attiva (in bianco).  
 Dimensioni espresse in mm.*

Il filo distanziatore verrà montato attorno a ciascuna barretta con un passo di 260 mm, e si prevede anche di monitorare la temperatura del filo a diverse quote con modalità da stabilire.

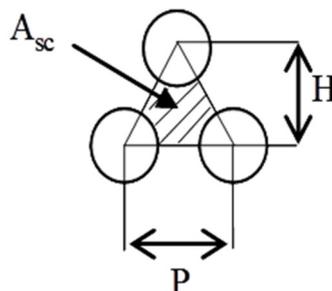
L'intero fascio di barrette sarà racchiuso in una camicia esagonale di dimensioni opportune, e sarà evitato il più possibile il by-pass del fluido refrigerante dal lato esterno della camicia esagonale, ostruendo il passaggio del fluido.



*Figura 9 Sketch delle termocoppie rastremate che verranno fissate sulla barrette.*

### RASSEGNA DI LETTERATURA SULLA TERMOIDRAULICA DEI PIN BUNDLE

Il presente lavoro consiste in una rassegna bibliografica sui fuel pin bundle refrigerati a metallo liquido. Per la stesura della rassegna sono stati presi in considerazione solo articoli scientifici e lavori riguardanti studi di fluidodinamica computazionale (CFD) aventi come oggetto fuel pin bundle caratterizzati dalla presenza del filo distanziatore (wire spaced) o “nudi”. Sono esclusi dalla rassegna studi in cui siano stati simulati bundle caratterizzati da griglie distanziatrici. Particolare attenzione è stata prestata al bundle a reticolo esagonale/triangolare, i.e. a file sfalsate, come mostrato in figura 8.



*Figura 10 Cella elementare di un lattice triangolare/esagonale.*

La rassegna bibliografica sui bundle refrigerati a metallo liquido è preceduta da un breve paragrafo nel quale sono illustrate le correlazioni trovate in letteratura per la determinazione del fattore di attrito e delle perdite di carico per bundle con filo distanziatore (*wire-spaced*). I lavori considerati riguardano sia casi di moto laminare che casi di moto turbolento e diversi fluidi refrigeranti. E' da tenere presente che, dal punto di vista puramente fluidodinamico, essendo trascurabili gli effetti di buoyancy locali, vi è un fondamentale disaccoppiamento tra campo di temperatura e di velocità, con il risultato che le perdite di carico possono essere studiate anche in fluidi diversi dai metalli liquidi, ad es. in acqua a temperatura ambiente sfruttando poi le note analogie per scrivere i risultati in forma adimensionale. Per quanto riguarda il fondamentale aspetto dello scambio termico, è invece necessario riferirsi al metallo liquido, e a causa del basso numero di Prandtl non è possibile fare analogie con altri fluidi più comuni.

### 3.1 Fattore di attrito e perdite di carico per fuel bundle “wire spaced”

Correlazioni per la stima e la previsione del fattore di attrito per bundle “wire spaced” sono state proposte da diversi autori. Queste correlazioni risultano solitamente affidabili per la previsione del fattore di attrito per bundle, presentando una buona accuratezza se applicate a casi aventi come oggetto lo stesso fluido, la stessa geometria del bundle e in generale lo stesso regime fluidodinamico per le quali sono state sviluppate. Falliscono invece una corretta stima quando sono applicate a problemi aventi condizioni al contorno differenti rispetto a quelle per le quali sono state sviluppate.

La perdita di carico per attrito lungo un tubo generico è esprimibile come

$$\Delta P_{fric} = f \left( \frac{L}{D_e} \right) \cdot \left( \frac{\rho v^2}{2} \right) \quad (1)$$

dove  $L$  è la lunghezza del tubo,  $D_e$  il diametro idraulico del canale e  $f_{fric}$  il fattore di attrito di Darcy-Weisbach, che può essere stimato con la nota correlazione di Blasius

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (2)$$

con  $Re$  compreso fra  $10^4$  e  $10^6$ .

La perdita di carico osservata nell’attraversamento di un bundle caratterizzato dalla presenza di filo distanziatore può essere calcolata analogamente, ma andando a considerare un opportuno fattore di attrito ed un diametro equivalente.

E. H. Novendstern ([2], [3]) sviluppò una correlazione semi-empirica per la determinazione delle perdite di carico in un bundle a reticolo esagonale con filo distanziatore. Il range di validità per la correlazione è per rapporti  $p/d$  compresi fra 1.06 e 1.42, rapporto fra il passo del filo e il suo diametro fra 8 e 96, numero di barrette del bundle compreso fra 19 e 217, diametro delle barrette fra 4.98 e 11.99 mm. La correlazione è valida per  $2600 < Re < 200000$ . Il modello sviluppato predice le perdite di carico in un bundle a reticolo esagonale wire spaced a partire dalla conoscenza del fattore di attrito calcolato per tubi lisci, moltiplicato per un opportuno coefficiente correttivo. La velocità  $V_l$  del fluido in un sottocanale centrale del bundle è calcolata come

$$V_l = X \cdot V_T \quad (3)$$

con  $V_T$  velocità media del fluido e  $X$  fattore di distribuzione, calcolato per sottocanale centrale (1), laterale (2) o di angolo (3) come riportato di seguito

$$X = \frac{A_T}{N_1 A_1 + N_2 A_2 \left( \frac{D_{e2}}{D_{e1}} \right)^{0.714} + N_3 A_3 \left( \frac{D_{e3}}{D_{e1}} \right)^{0.714}} \quad (4)$$

dove le aree  $A_i$  e i diametri idraulici  $D_i$  sono calcolati tenendo in considerazione anche la geometria del filo. Considerando adesso il sottocanale centrale, la perdita di carico è data da

$$\Delta P = M f_{smooth} \frac{L}{D_{e1}} \frac{\rho V_l^2}{2} \quad (5)$$

con  $M$  fattore moltiplicativo utilizzato per tener conto della geometria del bundle e della presenza del filo

$$M = \left[ \frac{1.034}{(P/D)^{0.124}} + \frac{29.7(P/D)^{6.94} \text{Re}^{0.086}}{(H/D)^{2.239}} \right]^{0.885} \quad (6)$$

con  $H$  passo del filo attorno alla barretta.

Il modello è capace di stimare le perdite di carico con uno scostamento massimo del 14% rispetto ai risultati sperimentali con i quali è stato validato. In particolare, il modello ha fornito risultati ragionevoli quando confrontato con misure sperimentali di perdita di carico eseguite su un pin bundle di 217 barrette, refrigerato a sodio, in un range di temperature compreso fra 204 e 593 °C e con portate di refrigerante comprese fra 0.0012 e 0.0089 kg/s.

La correlazione di Rehme ([4], [5]) è stata sviluppata per fornire un'accurata predizione delle perdite idrauliche nei bundle. Il range di validità per la correlazione è per rapporti  $p/d$  compresi fra 1.125 e 1.417, rapporto fra il passo del filo e il suo diametro fra 6 e 45, numero di barrette del bundle compreso fra 7 e 61. La correlazione è valida per  $1000 < \text{Re} < 300000$ .

Il fattore di attrito di Darcy-Weisbach può essere espresso come:

$$f = \left( \frac{64}{\text{Re}} F^{0.5} + \frac{0.0816}{\text{Re}^{0.133}} F^{0.9335} \right) \cdot \frac{\pi N_r (D_r + D_w)}{S_t} \quad (7)$$

con  $F$  fattore correttivo esprimibile come

$$F = \sqrt{\frac{P_t}{D_r}} + \left[ 7.6 \frac{(D_r + D_w)}{H} \left( \frac{P_t}{D} \right)^2 \right]^{2.16} \quad (8)$$

Nella quale  $N_r$  è il numero di barrette del bundle,  $D_r$  è il diametro della barretta,  $D_w$  il diametro del filo,  $S_t$  il perimetro bagnato e  $P_t$  il passo delle barrette del reticolo. La correlazione è stata verificata con dati sperimentali condotti utilizzando un circuito ad acqua (portata pari a 360 m<sup>3</sup>/h) con una lunghezza della sezione di prova di 1500 mm. I valori ottenuti con la correlazione di Rehme presentano uno scostamento del 5% rispetto ai dati sperimentali misurati

Il modello di Engel, Markley e Bishop ([3]) propone tre diverse correlazioni per il calcolo del fattore di attrito di Darcy a seconda che regime fluidodinamico per bundle wire spaced.

$$f = \frac{110}{\text{Re}} \quad \text{Re} < 400 \text{ (Laminar)} \quad (9)$$

$$f = \frac{110}{\text{Re}} \sqrt{1-\varphi} + 0.55 \text{Re}^{-0.25} \sqrt{\varphi} \quad 400 < \text{Re} < 5000 \text{ (Transitional)} \quad (10)$$

$$f = 0.55 \text{Re}^{-0.25} \quad \text{Re} > 5000 \quad (11)$$

dove  $\varphi = (\text{Re} - 400) / 4600$ .

La correlazione proposta da Todreas e Cheng ([3], [6], [7]) è stata sviluppata per fornire una predizione delle perdite idrauliche per bundle sia wire spaced che “nudi”. Il range di validità per la correlazione è per rapporti  $p/d$  compresi fra 1.025 e 1.42, rapporto fra il passo del filo e il suo diametro fra 8 e 50. Sono proposte correlazioni diverse a seconda del regime fluidodinamico osservato. In particolare sono definiti un numero di Reynolds laminare e un numero di Reynolds turbolento, rispettivamente pari a

$$\text{Re}_L = 10^{\left(1.7\frac{P}{D} + 0.78\right)} \quad (12)$$

$$\text{Re}_T = 10^{\left(0.7\frac{P}{D} + 3.3\right)} \quad (13)$$

La correlazione proposta da Todreas e Cheng può essere scritta come

$$f = \frac{C_{fL}}{\text{Re}} \quad \text{Re} < \text{Re}_L \quad (14)$$

$$f = \frac{C_{fT}}{\text{Re}} (1 - \varphi)^{0.333} + \frac{C_{fT}}{\text{Re}^{0.18}} \varphi^{0.333} \quad \text{Re}_L < \text{Re} < \text{Re}_T \quad (15)$$

$$f = \frac{C_{fT}}{\text{Re}^{0.18}} \quad \text{Re} > \text{Re}_T \quad (16)$$

Dove

$$C_{fL} = \left[ -974.6 + 1612 \left( \frac{P_t}{D_t} \right) - 598.5 \left( \frac{P_t}{D_t} \right)^2 \right] \left( \frac{H}{D_r + D_w} \right)^{0.06 - 0.085 \frac{P}{D_r}} \quad (17)$$

$$C_{fT} = \left[ 0.8063 - 0.9022 \log \left( \frac{H}{D_r + D_w} \right) + 0.3526 \left[ \log \left( \frac{H}{D_r + D_w} \right) \right]^2 \right] \left( \frac{P_t}{D_r} \right)^{9.7} \left( \frac{H}{D_r + D_w} \right)^{1.78 - 2 \frac{P}{D_r}} \quad (18)$$

$$\varphi = \frac{\log(\text{Re}) - 1.7 \frac{P}{D_r} - 0.78}{2.2 - \frac{P}{D_r}} \quad (19)$$

con  $D_r$  diametro delle barrette,  $D_w$  diametro del filo,  $H$  passo del filo e  $P_t$  passo delle barrette.

Le correlazioni proposte sono state verificate con dati sperimentali; in particolare le correlazioni sono state validate con misure eseguite dagli stessi Todreas e Cheng su un bundle wire spaced a reticolo esagonale di 37 barrette, 15.04 mm di diametro, con filo di diametro 2.26 mm e rapporto  $p/d = 1.154$ .

Correlazioni per la determinazione del coefficiente di attrito per bundle “nudi” (senza filo distanziatore) sono state sviluppate da Todreas e Cheng sia per il caso laminare che per quello turbolento, sia per reticoli quadrati che per reticoli esagonali, prendendo in considerazione sia i sottocanali centrali che laterali ed esterni. Le correlazioni risultano molto simili a quelle sviluppate per bundle wire spaced, con opportune modifiche nel calcolo dei coefficienti per la determinazione di  $f$ . In particolare si osserva che le correlazioni per bundle “nudi” sono

$$f = \frac{C_{fL}}{\text{Re}} \quad \text{Re} < \text{Re}_L \quad (20)$$

$$f = \frac{C_{fT}}{\text{Re}^{0.18}} \quad \text{Re} > \text{Re}_T \quad (21)$$

Dove

$$C_{fL} = a + b_1 \left( \frac{P}{D} - 1 \right) + b_2 \left( \frac{P}{D} - 1 \right)^2 \quad (22)$$

$$C_{fT} = a + b_1 \left( \frac{P}{D} - 1 \right) + b_2 \left( \frac{P}{D} - 1 \right)^2 \quad (23)$$

nelle quali i coefficienti  $a$  e  $b_i$  dipendono dal regime fluidodinamico, dalla forma del reticolo (quadrato o esagonale) e dal rapporto passo su diametro, come evidenziato nelle tabelle 1 e 2.

**Tabella 1** Coefficienti delle correlazioni di Todreas per perdite di carico in bundle a reticolo esagonale/triangolare.

| Reticolo esagonale | 1.0 < P/D < 1.1 |                |                | 1.1 < P/D < 1.5 |                |                |
|--------------------|-----------------|----------------|----------------|-----------------|----------------|----------------|
|                    | a               | b <sub>1</sub> | b <sub>2</sub> | a               | b <sub>1</sub> | b <sub>2</sub> |
| <i>Laminare</i>    |                 |                |                |                 |                |                |
| Sott. interno      | 26              | 888.2          | -3334          | 62.97           | 216.9          | -190.2         |
| Sott. laterale     | 26.18           | 554.5          | -1480          | 44.4            | 256.7          | -267.6         |
| Sott. angolo       | 26.98           | 1636           | -10.050        | 87.26           | 38.59          | -55.12         |
| <i>Turbolento</i>  |                 |                |                |                 |                |                |
| Sott. interno      | 0.09378         | 1.398          | -8.664         | 0.1458          | 0.03632        | -0.03333       |
| Sott. laterale     | 0.09377         | 0.8732         | -3.341         | 0.1430          | 0.04199        | -0.04428       |
| Sott. angolo       | 0.1004          | 1.625          | -11.85         | 0.1499          | 0.006706       | -0.009567      |

**Tabella 2** Coefficienti delle correlazioni di Todreas per perdite di carico in bundle a reticolo quadrato.

| Reticolo quadrato | 1.0 < P/D < 1.1 |                |                | 1.1 < P/D < 1.5 |                |                |
|-------------------|-----------------|----------------|----------------|-----------------|----------------|----------------|
|                   | a               | b <sub>1</sub> | b <sub>2</sub> | a               | b <sub>1</sub> | b <sub>2</sub> |
| <i>Laminare</i>   |                 |                |                |                 |                |                |
| Sott. interno     | 26.37           | 374.2          | -493.9         | 35.55           | 263.7          | -190.2         |
| Sott. laterale    | 26.18           | 554.5          | -1480          | 44.4            | 256.7          | -267.6         |
| Sott. angolo      | 28.62           | 715.9          | -2807          | 58.83           | 160.7          | -203.5         |
| <i>Turbolento</i> |                 |                |                |                 |                |                |
| Sott. interno     | 0.09423         | 0.5806         | -1.239         | 0.1339          | 0.09059        | -0.09926       |
| Sott. laterale    | 0.09377         | 0.8732         | -3.341         | 0.1430          | 0.04199        | -0.04428       |
| Sott. angolo      | 0.09755         | 1.127          | -6.304         | 0.1452          | 0.02681        | -0.03411       |

### 3.2 Studi CFD

Lo studio dei bundle refrigerati a metallo liquido è di fondamentale importanza per lo sviluppo di reattori veloci di IV generazione. In particolare, lo studio dei profili di temperatura, dei profili di velocità e dell'eventuale presenza di componenti di velocità secondarie sono un punto cruciale per lo sviluppo e la conoscenza della fluidodinamica di tali bundle. Ottenere un tale livello di dettaglio sperimentalmente è molto arduo, e dunque la fluidodinamica computazionale (CFD) rappresenta uno strumento valido per studiare i fenomeni termoidraulici complessi che si verificano nei bundle e nei loro sottocanali.

### *Bundle wire spaced*

Studi di CFD per l'analisi dei bundle refrigerati a metallo liquido sono stati recentemente condotti dal Nuclear Engineering Group dell'Indira Gandhi Centre for Atomic Research in supporto allo sviluppo del prototipo del Fast Breeder Reactor Indiano refrigerato a sodio, nel quale il Fuel Subassembly (FSA) è costituito da 217 disposte in reticolo esagonale con filo, con un flusso termico di  $1.5 \text{ MW/m}^2$ .

Gajalpathy ([8]) ha osservato con una simulazione numerica avente oggetto un bundle di 7 barrette modellato sia con filo che senza filo distanziatore, come la presenza dell'elica del filo attorno alle barrette uniformi la temperatura del fluido refrigerante all'uscita del bundle a causa dello sviluppo di vortici secondari indotti dalla presenza dell'elica stessa. Il modello del bundle simulato consiste in 7 barrette di 6.6 mm di diametro, organizzate in un reticolo esagonale con passo di 8.28 mm. L'elica è stata simulata con un filo di diametro di 1.65 mm con un passo di 150 mm. La simulazione ha riguardato un tratto di bundle di lunghezza pari al passo dell'elica.

Il numero totale di celle create ammonta a  $4.42 \cdot 10^6$  (richiedente una memoria computazionale di 400 MB). Una mesh più fine è stata creata sulla superficie delle barrette, del filo e della camicia esagonale per poter investigare al meglio la presenza e lo sviluppo del flusso secondario. Il modello di turbolenza adottato è il  $k - \epsilon$ . Come condizioni al contorno è stata considerata la camicia esagonale adiabatica; è stata imposta una condizione di no-slip alla superficie e il numero di Reynolds è stato variato fra 1000 e 100000. La massa entrante di sodio è stata fissata a 1.7 kg/s ad una temperatura di  $397^\circ\text{C}$ . Il flusso termico è stato imposto pari a  $1850 \text{ kW/m}^2$ .

I risultati sono stati ottenuti prendendo i valori calcolati su sezioni trasversali al bundle, a 0, 30, 50, 90 e 150 mm dall'ingresso. Essi evidenziano come il flusso di refrigerante entrante nel bundle si sviluppi in due parti: una assiale e una in direzione trasversale rispetto al bundle, indotta dalla presenza dell'elica. Il flusso secondario è massimo nelle vicinanze del filo distanziatore. Il flusso secondario appare essere maggiore nelle zone periferiche del bundle (vicino alla camicia esagonale) rispetto ai sottocanali centrali. La presenza del moto secondario inoltre aumenta la turbolenza del flusso, che assicura un buon grado di mixing e una distribuzione di temperatura più uniforme all'uscita.

Le perdite di carico osservate con il bundle wire spaced risultano maggiori rispetto a quelle calcolate per il bundle "nudo". La velocità assiale del refrigerante risulta inoltre essere massima nelle zone in cui il filo distanziatore è vicino alla camicia esagonale. Al contrario l'esecuzione della stessa simulazione con il modello senza filo distanziatore mostra l'assenza di flussi secondari e profili di velocità all'uscita del bundle meno uniformi. La differenza di temperatura fra il sottocanale centrale e i sottocanali laterali del bundle è di  $21^\circ\text{C}$  nel caso wire spaced e di  $86^\circ\text{C}$  nel caso senza filo.

Ulteriori simulazioni sono state eseguite ancora da Gajalpathy ([9]) in supporto allo sviluppo del prototipo di reattore FBR indiano; in particolare sono state simulati bundle con un maggior numero di barrette. Dal momento che la simulazione di un bundle di 217 barrette sarebbe stata oltremodo gravosa da un punto di vista computazionale, sono state eseguite simulazioni con 7, 19 e 37 barrette (6.6 mm di diametro, passo 8.28 mm, filo da 1.65 mm di diametro). Il fuel pin bundle del prototipo del reattore è progettato con filo distanziatore, che è stato modellato con un passo dell'elica di 200 mm e per una lunghezza pari al passo. Particolare attenzione è stata prestata anche in questo caso all'analisi dell'instaurarsi di possibili flussi secondari nel bundle e dei picchi della temperatura di cladding. Il

modello di turbolenza utilizzato è il  $k - \varepsilon$ . I flussi secondari all'ingresso sono stati posti pari a zero, mentre la velocità assiale è stata specificata con il 2% di intensità di turbolenza per  $k$ . All'uscita del bundle sono stati posti i gradienti a zero per tutte le variabili, così come per la pressione. La camicia esagonale è stata considerata adiabatica. Il flusso termico è stato imposto pari a  $1850 \text{ kW/m}^2$ , mentre la velocità all'ingresso è posta a  $7.4 \text{ m/s}$ , con una temperatura del refrigerante all'ingresso di  $397 \text{ }^\circ\text{C}$ .

I risultati sono stati plottati per piani trasversali al bundle, ad una distanza di  $50 \text{ mm}$  dall'inlet, per ciascun bundle (7, 19, 37 barrette). Si nota l'instaurarsi di un flusso secondario per le tre configurazioni simulate, maggiore per i sottocanali periferici rispetto ai centrali; il moto secondario è inoltre molto forte per i sottocanali periferici adiacenti alla camicia esagonale in cui è assente il filo distanziatore mentre è molto meno rilevante per i sottocanali periferici nei quali il filo distanziatore è presente, a causa del fatto che il filo offre una certa resistenza al moto del fluido. I bundle a 19 e 37 barrette mostrano qualitativamente andamenti analoghi del profilo di velocità, mentre i profili osservabili per il bundle a 7 barrette si discostano dai precedenti, a causa della maggiore interazione e vicinanza del sottocanale centrale con la camicia esagonale: le zone di massima e minima velocità sono indipendenti dal numero delle barrette per reticoli esagonali quando questo è superiore a 7. La temperatura del sodio risulta essere per tutti i bundle simulati maggiore nei sottocanali centrali rispetto ai laterali. Inoltre si osservano dei picchi di temperatura nei pressi del filo distanziatore dovuti alla minore area di passaggio presente.

In ogni caso la presenza dell'elica e dei moti secondari forza il refrigerante a migrare dal sottocanale centrale ai sottocanali periferici e viceversa, rendendo il profilo di temperatura all'uscita dal bundle ragionevolmente uniforme. Più nel dettaglio Gajalpathy osserva come per i canali periferici aventi il filo distanziatore, la velocità assiale e la temperatura presentino valori maggiori rispetto alle stesse zone nelle quali il filo è assente: ciò è dovuto al fatto che nonostante la velocità sia elevata, l'area di passaggio è piccola a causa della presenza del filo, pertanto la portata di refrigerante è piccola in rapporto al calore da asportare dalla zona periferica. Infine, il fattore di attrito calcolato con le simulazioni di CFD è in buon accordo con quello previsto dalla correlazione di Novendstern [2].

Simulazioni di CFD per bundle refrigerati a sodio sono state eseguite presso l'Argonne National Laboratory da Pointer ([10]). Le simulazioni hanno preso in considerazione bundle a sezione esagonale wire spaced a 7, 19, 37 e 217 pins e sono state eseguite adottando il codice Star-CD. Come parametri geometrici sono stati considerati un rapporto passo su diametro  $p/d$  pari a 1.135 e un diametro del filo uguale al 95% della distanza fra le barrette. Il bundle è contenuto in una camicia a base esagonale, tale che la distanza fra due lati dell'esagono sia 3.236 volte il diametro delle barrette. Le simulazioni hanno interessato una lunghezza assiale pari a 17.743 volte il diametro delle pin. Le simulazioni effettuate sono state eseguite adottando un approccio RANS  $k - \varepsilon$  per la modellazione della turbolenza; il numero di celle ottenute arriva a  $44 \cdot 10^6$  per la simulazione del bundle a 217 pins. Gli studi sui bundle a 7, 19, 37 e 217 pins si sono focalizzati soprattutto sull'eventuale presenza di zone di separazione del flusso, sulla trasmissione del calore e sul coefficiente di scambio termico e sulla determinazione delle perdite di carico nell'attraversamento del bundle. Sulle barrette è stato imposto un flusso termico sinusoidale, mentre la velocità in ingresso è stata fissata in  $5.8 \text{ m/s}$ .

I risultati ottenuti mostrano un buon accordo con le correlazioni di Todreas e Cheng e con la correlazione di Rehme per quanto riguarda la stima del coefficiente di perdita di carico, sia per il bundle a 19 che per il bundle a 37 pins. L'analisi dei profili di velocità mostra la presenza di moti secondari trasversali maggiori nei sottocanali periferici rispetto a quelli centrali, riscontrabili sia nelle simulazioni RANS che nella simulazione LES condotta sul bundle a 7 pins con il codice Nek5000.

È stato inoltre simulato un modello geometrico semplificato della zona adiacente al filo distanziatore ed è stata indagata l'indipendenza dei risultati dalla mesh adottata. Per quanto riguarda la semplificazione geometrica del modello, è stato considerato un filo avente una superficie di contatto con ciascuna barretta e non più un singolo punto di adesione. La mesh per il bundle a 217 barrette è stata invece considerata di forma poliedrica con un aspect-ratio variabile fra 4 a 16, con conseguente numero di celle variabile fra circa  $15 \cdot 10^6$  e  $75 \cdot 10^6$ . Pointer mostra come i risultati non sembrano qualitativamente essere influenzati né dalla semplificazione geometrica né da quella di modellazione. La riduzione del numero assiale delle celle ha al contrario un notevole impatto sulla velocità trasversale, mentre una piccola influenza sugli andamenti della temperatura e quindi sulla velocità trasversale del sodio.

Hamman e Berry dell'Idaho National Laboratory hanno condotto una simulazione di CFD ([11]) su un bundle per lo sviluppo di un prototipo di reattore veloce refrigerato a sodio. In particolare il lavoro fornisce una panoramica sulla modellazione e simulazione del bundle e sulla validazione del codice. In generale il lavoro ha riguardato la creazione di un modello CAD, la generazione della mesh, la simulazione con un codice di CFD e la validazione del codice stesso. Gli obiettivi sono il calcolo della velocità, della temperatura e della distribuzione di pressione nel bundle. Il bundle wire spaced simulato consiste in 19 barrette organizzate in un reticolo esagonale con filo distanziatore; le barrette hanno un diametro di 8 mm, con un passo su diametro  $p/d$  pari a 1.127 e il filo ha un diametro di 1.03 mm. Il modello di turbolenza utilizzato è il  $k - \omega$  SST con trattamento di parete per piccoli  $y^+$ ; le simulazioni sono stazionarie e risolte con un solutore segregato adottando uno schema upwind al secondo ordine. La temperatura del sodio all'ingresso del bundle è stata specificata pari a 407 °C, mentre la velocità è fissata a 2 m/s. Alle barrette è imposto un flusso termico costante pari a 1 MW/m<sup>2</sup>. La mesh è stata infittita alle superfici e lungo la linea di contatto fra filo distanziatore e barretta. Il numero totale di celle è circa  $85 \cdot 10^6$ , a forma ibrida.

I risultati sono stati ottenuti da Berry per piani paralleli trasversali all'asse del bundle e mostrano come le velocità maggiori siano osservabili nelle sezioni dei sottocanali periferici del bundle nelle quali il filo è assente. Uno stesso andamento è osservato per la temperatura del sodio. Dalle simulazioni eseguite si nota la presenza di numerosi moti secondari dovuti alla presenza del filo distanziatore che contribuiscono ad uniformare la temperatura del sodio in uscita dal bundle; in ogni caso i sottocanali centrali presentano una temperatura maggiore rispetto ai periferici e sono presenti punti di massima temperatura nelle zone comprese fra il filo distanziatore e la barretta. Dalle simulazioni si osserva inoltre come l'andamento della pressione locale presenti un massimo all'interfaccia fra il filo e la pin.

Natesan dell'Indira Gandhi Centre for Atomic Research ha effettuato calcoli di CFD ([12]) aventi come oggetto la simulazione di un bundle wire-wrapped di un LMFBR refrigerato a sodio. In particolare il lavoro eseguito è da considerarsi in supporto allo sviluppo del prototipo del reattore veloce indiano refrigerato a sodio, attualmente in costruzione nel sito di Kalpakkam. Il filo distanziatore viene preferito alle grigle nei reattori veloci refrigerati a sodio perché è più facile da costruire, più economico; inoltre le vibrazioni meccaniche e le oscillazioni di reattività risultano essere minimizzate. Da un punto di vista termoidraulico la presenza del filo distanziatore consente inoltre di incrementare il mixing, inducendo componenti laterali e trasversali della velocità e promuovendo la turbolenza. Le simulazioni hanno preso in considerazione un bundle formato da 19 pins (diametro di 6.6 mm) organizzate in un reticolo esagonale ( $p/d$  pari a 1.25) con filo distanziatore (diametro di 1.65

mm). Le simulazioni hanno adottato un approccio RANS stazionario. Nel lavoro sono stati presi in considerazione il modello  $k - \varepsilon$ , il  $k - \omega$  e il Reynolds Stress Model (RSM). Un schema upwind al primo ordine è stato adottato per la risoluzione dei termini convettivi nelle equazioni del trasporto. Un flusso termico di  $1.6 \text{ MW/m}^2$  è imposto alla superficie delle barrette. All'ingresso del bundle sono stati imposti profili uniformi di velocità e di temperatura, mentre è imposto il valore di pressione allo sbocco. Condizioni di no-slip sono state assunte per le superfici, mentre la scatola esagonale del bundle è considerata adiabatica. La lunghezza assiale simulata del bundle è pari a 200 mm. Sono utilizzate le standard wall function con valori di  $y^+$  mantenuti in un range compreso fra 40 e 100.

In generale il modello  $k - \omega$  presenta una maggiore affidabilità del modello  $k - \varepsilon$  nei casi in cui siano presenti ricircoli di fluido e forti componenti rotazionali. I risultati mostrano come il fattore di attrito previsto dai tre modelli di turbolenza utilizzati sia pressoché identico e che differisca del 6% rispetto a quello calcolato con la correlazione semi-empirica di Novendstern. Lo stesso per il numero di Nusselt anche se i risultati ottenuti differiscono del 20% rispetto a quelli previsti da correlazioni sperimentali. Il fattore di attrito inoltre dipende molto dal passo dell'elica, incrementando di 1.6 volte quando questa viene ridotta da 300 mm a 100 mm, mentre il numero di Nusselt e quindi il coefficiente di scambio termico sembrano non dipendere dal passo del filo. Inoltre la riduzione del passo incrementa i moti trasversali del bundle e le componenti trasversali della velocità  $e$ , di conseguenza, il mixing ne sodio. Natesan osserva come l'utilizzo del filo distanziatore incrementi le perdite di carico nel bundle, aumentando il mixing nel refrigerante e di conseguenza uniformando il profilo di temperatura all'uscita del bundle. Una maggiore uniformità nel profilo di temperatura riduce la dilatazione termica differenziale delle barrette.

### *Bundle senza filo*

Studi di CFD inerenti all'analisi termoidraulica dei sottocanali di un bundle refrigerato a metallo liquido pesante sono stati condotti da Cheng della Shanghai Jiao Tong University ([13]). In particolare il lavoro ha riguardato sia l'analisi di sottocanali a reticolo quadrato che di sottocanali a reticolo triangolare. Sfruttando condizioni di simmetria, sono stati simulati solo 1/3 del sottocanale triangolare e 1/4 del sottocanale quadrato. Il bundle considerato è costituito da barrette di 8 mm di diametro, con un rapporto passo su diametro  $p/d$  variabile nel range 1.1 – 2.0. Il fluido lavoro simulato è LBE, entrante nel bundle ad una temperatura di  $300 \text{ }^\circ\text{C}$  e ad una velocità compresa nel range 0.1 – 5.0 m/s. La lunghezza del bundle riprodotto con il modello numerico è pari a 1 m. Le simulazioni sono state eseguite con il codice ANSYS CFX. Sono stati adottati due modelli di turbolenza: quello basato sul calcolo di  $\varepsilon$  e quello basato sul calcolo di  $\omega$ . Fra quelli di “tipo  $\varepsilon$ ” sono stati selezionati i modelli  $k - \varepsilon$ , RNG  $k - \varepsilon$  e il Reynolds Stress model di Speziale SSG. Fra quelli di “tipo  $\omega$ ” sono stati presi in considerazione il SST  $k - \omega$  e il Reynolds Stress –  $\omega$  RSO.

I risultati mostrano come i modelli di turbolenza con chiusura al secondo ordine (RSO e SSG) predicano moti secondari (pari all'1% del moto principale) di fluido dalla regione di gap fra due barrette verso il centro del sottocanale, a differenza di quelli al primo ordine che non sembrano predire velocità secondarie. Un'analisi di indipendenza dei risultati ottenuti dalla mesh mostra come la grandezza della mesh adottata influenzi il coefficiente di scambio termico maggiormente quando vengono utilizzati modelli di turbolenza di tipo  $\omega$ . Inoltre il modello RSO richiede una struttura di mesh più fine rispetto al SSG che, accoppiato ad una struttura della mesh con  $y^+ > 15$ , viene raccomandato da Cheng per le simulazioni di CFD di bundle refrigerati a metallo liquido.

Le fluttuazioni turbolente di velocità nel gap fra due barrette adiacenti sono osservate essere dello stesso ordine di grandezza sia per il reticolo quadrato che per quello triangolare e variano fra 0.3 e 0.7 il valore della velocità di attrito.

Per quanto riguarda il coefficiente di scambio termico è notata una non uniformità circonferenziale dello stesso, maggiore nel caso di reticolo quadrato rispetto al triangolare e rilevante nel caso di  $p/d$  inferiore a 1.3. Infine è preso in considerazione il numero di Prandtl turbolento; da una comparazione dei risultati ottenuti con le simulazioni di CFD e di dati sperimentali sul mercurio, Cheng propone un numero turbolento  $Pr_t$  pari a 1.5 nel caso di numeri di Peclet piccoli ( $< 2000$ ) e un  $Pr_t$  unitario nel caso di Peclet grandi ( $> 3000$ ) per riprodurre correttamente il coefficiente di scambio termico. Inoltre sono proposte correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico, valide per reticoli quadrati e triangolari, per  $p/d > 1.3$ .

$$Nu = a + 0.0155 \left( \frac{Pe}{Pr_t} \right)^{0.86} \quad (24)$$

Con  $a = 6.66 + 3.126(P/D) + 1.184(P/D)^2$ .

Un'analisi termoidraulica con codici di CFD di sottocanali refrigerati a sodio è inoltre proposta da Chandra [14]. Lo scopo del lavoro è indagare l'influenza del rapporto  $p/d$  e della disposizione delle barrette di combustibile sulla termoidraulica del sottocanale. Partendo dalla considerazione che modelli di turbolenza del primo ordine non sono in grado di prevedere i moti secondari che si verificano nel gap fra le barrette, è proposta l'adozione di modelli  $\epsilon$  e  $\omega$  RSM. Le simulazioni sono state eseguite con il codice CFX.

Il primo modello simulato riproduce un bundle a camicia rettangolare costituito da quattro barrette di 25 mm di diametro aventi gli assi disposti su una stessa retta. La lunghezza attiva e non attiva delle barrette è pari, rispettivamente, a 2456 mm e 1288 mm. Il numero di celle utilizzate è pari a  $2.33 \cdot 10^6$ , mentre il valore di  $y^+$  è circa 40. I modelli di turbolenza utilizzati sono il SSG RSM  $\epsilon$  model con wall treatment e il BSL  $\omega$  model con wall treatment. La portata di sodio all'ingresso è imposta pari a 3.12 kg/s, ad una temperatura di 257.98 °C; alle pareti sono considerate condizioni di no-slip. All'uscita del bundle è applicata la condizione al contorno di pressione statica pari a zero.

I risultati delle simulazioni RANS mostrano la presenza di un flusso secondario e di vortici nella regione di gap fra le barrette, per entrambi i modelli di turbolenza adottati. Inoltre è verificato un buon accordo delle simulazioni con i dati sperimentali (esperimento TEGENA) per quanto riguarda l'andamento assiale della temperatura.

Il secondo modello propone l'analisi termoidraulica dei sottocanali sia a reticolo triangolare che a reticolo quadrato, con una geometria delle barrette uguale a quella adottata nel reattore ELSY refrigerato a piombo. Il rapporto  $p/d$  è variato fra i valori di 1.1, 1.2 e 1.3 per il reticolo quadrato, mentre è fissato al valore di 1.3 per il reticolo triangolare, con un conseguente numero di celle di mesh pari a 380000, 500000 e 1100000 per il reticolo quadrato e di circa 500000 per il reticolo triangolare. I valori di  $y^+$  sono compresi fra 40 e 60 per il reticolo quadrato e pari a 50 per il reticolo triangolare. Le barrette simulate hanno un diametro di 10.5 mm e una lunghezza di 900 mm. All'ingresso è imposta una velocità del piombo di 1.5 m/s, con una temperatura di 400°C. L'analisi dei risultati rivela una maggiore presenza di moti secondari nel caso di reticolo quadrato rispetto al triangolare, a parità di rapporto  $p/d$ . Inoltre i moti secondari risultano essere maggiori al diminuire del rapporto passo su diametro, così come l'ordine di grandezza dei vortici. La temperatura all'uscita dal bundle mostra un

valore più elevato nel caso di reticolo triangolare a parità di rapporto  $p/d$ , a causa del minore diametro idraulico che caratterizza la configurazione triangolare rispetto alla quadrata.

L'analisi del numero di Nusselt rivela come questo cresca al crescere del rapporto  $p/d$ , indipendentemente dal reticolo simulato. Chandra propone inoltre l'utilizzo della correlazione di Zhukov per il reticolo quadrato e della correlazione di Mikityuk per il reticolo triangolare per la stima del numero di Nusselt, riportate, rispettivamente, di seguito

$$\text{Nu} = 7.55 \frac{P}{D} - 14 \left( \frac{P}{D} \right)^{-5} + 0.007 \text{Pe}^{0.64 + 0.246 \frac{P}{D}} \quad (25)$$

$$\text{Nu} = 0.047 \left[ 1 - e^{-3.8 \left( \frac{P}{D} - 1 \right)} \right] \left( \text{Pe}^{0.77} + 250 \right) \quad (26)$$

Chandra riporta inoltre come l'anisotropia nei profili di velocità del fluido aumenti al diminuire del rapporto  $p/d$ ; ciò può tradursi in instabilità nei casi di bundle molto impaccati. Una review completa delle correlazioni di scambio termico in rod bundles a metallo liquido è riportata in [15]. Le correlazioni contengono in generale il numero di Peclet, che risulta essere il parametro di controllo dello scambio termico nei metalli liquidi.

Al fine di descrivere al meglio le instabilità presenti nel flusso, Chandra ha condotto una simulazione in transitorio URANS con il codice STAR-CCM<sup>+</sup>. Per una migliore descrizione dei fenomeni, la mesh utilizzata presenta un parametro  $y^+$  pari a 2, con quindi un forte infittimento della mesh alle pareti. Il rapporto  $p/d$  utilizzato per il reticolo triangolare riprodotto è di 1.1. Le barrette hanno una lunghezza di 1272 mm. All'ingresso è fissata una velocità pari a 10.3 m/s. Il modello di turbolenza adottato è il  $k - \varepsilon$ , lo schema di discretizzazione dei termini convettivi è l'upwind al primo ordine, mentre il time step utilizzato è pari a  $5 \cdot 10^{-5}$  s (Numero di Courant  $\approx 0.5$ ). Il tempo totale simulato è di 1.5 s.

I risultati della simulazione URANS rivelano la presenza di oscillazioni nel valore della velocità assiale dell'ordine di 1.3 m/s. Tali oscillazioni di velocità possono causare conseguenti oscillazioni di temperatura con conseguenti shock termici sulla superficie delle barrette. I risultati ottenuti dalla simulazione mostrano un buon accordo con quelli sperimentali ottenuti da Hooper e Rehme.

Una valutazione del conduction shape factor per metallo liquido refrigerante un bundle a reticolo triangolare è proposta da Jeong [16]. Quando la portata di refrigerante è molto bassa uno dei parametri critici che determina la termoidraulica del sottocanale di un bundle è appunto la conduzione di calore fra due sottocanali vicini. Il conduction shape factor è il fattore correttivo moltiplicativo che permette di ricavarsi in fase di progettazione il flusso termico effettivo a partire dalla conoscenza di quello di riferimento  $q'' = \frac{k}{\delta} \Delta T$ . Nel lavoro di Jeong è stato effettuato uno studio numerico su di un sottocanale di un LMR refrigerato a sodio. Il sottocanale simulato si riferisce ad un bundle triangolare, per una lunghezza variabile fra 1000 e 2000 mm e con passo su diametro di 1.206, 1.1 e 1.05. Il calcolo numerico è stato svolto utilizzando il codice CFX. La mesh generata è di forma esaedrica per un totale di  $1.8 \cdot 10^5$  e  $3.6 \cdot 10^5$  volumi di controllo, rispettivamente per la simulazione di 1000 mm e per quella di 2000 mm. È imposto alla superficie delle barrette un flusso termico costante, pari a  $q'' = 976.87$  kW/m<sup>2</sup>. All'ingresso è imposta la velocità del sodio pari a 6.0, 5.1 e 4.9 m/s, rispettivamente per le configurazioni a  $p/d$  pari a 1.206, 1.1 e 1.05, e una temperatura di 770 K. Il modello di turbolenza adottato è il SSG RSM con wall function.

Dai risultati ottenuti si nota come il rapporto  $p/d$  domini e influenzi il conduction shape factor: al diminuire del rapporto  $p/d$ , il fattore di conduzione aumenta. Inoltre Jeong dimostra come a parità del numero delle barrette del sottocanale, il conduction shape factor sia indipendente dal numero di barrette alle quali è stato applicato un flusso termico.

## MODELLO TERMOIDRAULICO SEMPLIFICATO DEL CIRCUITO NACIE

La facility NACIE può essere esercita sia in regime di circolazione naturale che di circolazione assistita da iniezione di gas. Di particolare interesse è l'andamento del fattore di perdita di carico e della portata di LBE al variare della potenza erogata dalla sezione scaldante e dalla portata di gas iniettato. Si è così elaborato un modello previsionale semplificato che possa servire da guida per le attività sperimentali.

### 4.1 Circolazione assistita da iniezione di gas

Durante le prove di circolazione assistita da iniezione di gas, viene iniettata una portata di gas Argon per promuovere la circolazione dell'LBE. In particolare è possibile scrivere un bilancio di forze sulla singola bolla di Argon iniettata, eguagliando la spinta di Archimede e la resistenza fluidodinamica della bolla durante il moto con la forza esercitata dalla bolla stessa:

$$\rho g V_s + F_D = \rho_g V_s a \quad (27)$$

dove  $\rho$  è la densità dell'LBE,  $g$  l'accelerazione di gravità,  $V_s$  il volume della bolla,  $F_D$  la forza di resistenza fluidodinamica della bolla,  $\rho_g$  la densità del gas ed  $a$  l'accelerazione della bolla. Introducendo la velocità relativa fra la bolla e l'LBE:

$$v = \tilde{v} - u \quad (28)$$

Dove  $\tilde{v}$  rappresenta la velocità assoluta della bolla rispetto al laboratorio ed  $u$  la velocità del LBE, è possibile esprimere la forza di attrito resistente secondo la nota relazione riferita al battente dinamico:

$$F_D = c_D A_s \left( \rho \frac{v^2}{2} \right) \quad (29)$$

con  $c_D$  coefficiente di resistenza fluidodinamica e  $A_s$  sezione trasversale offerta dalla bolla al passaggio nell'LBE. Indicando con  $d_s$  il diametro della bolla supposta perfettamente sferica, risulta:

$$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4}; V_s = \frac{\pi d_s^3}{6} \quad \Rightarrow \quad \frac{A_s}{V} = \frac{3}{2 d_s} \quad (30)$$

Sotto queste ipotesi,  $c_D$  risulta essere il coefficiente di attrito di una sfera investita da una corrente fluida, ampiamente documentato in letteratura, funzione del solo numero di Reynolds basato sul diametro della sfera e sulla viscosità cinematica del fluido che investe; simbolicamente:

$$c_D = c_s(\text{Re}_s) \quad (31)$$

$$\text{Re}_s = \frac{v d_s}{\nu_{LBE}} \quad (32)$$

Introducendo le espressioni introdotte (29),(30) nell'equazione di bilancio (27), otteniamo per il moto relativo di galleggiamento bolla-LBE:

$$\rho g - c_D \frac{3}{2} \frac{\rho v^2}{d_s} = \rho_g \frac{dv}{dt} \quad (33)$$

Che è una equazione differenziale non lineare. Assumendo che il diametro della bolla generica coincida con il diametro interno del condotto di iniezione di gas nel riser di NACIE ( $d_s=2.5$  mm), cioè trascurando la coalescenza delle bolle tra loro, è possibile integrare numericamente l'eq. (33). Si osserva che il sistema raggiunge l'equilibrio in un tempo molto breve dell'ordine dei centesimi di secondo. E' allora possibile trascurare con buona approssimazione il termine inerziale di derivata temporale ed ottenere la velocità di equilibrio relativa della bolla:

$$v = \sqrt{\frac{4g d_s}{3c_D}} \quad (34)$$

La velocità assoluta della bolla sarà pari a:

$$\tilde{v} = u + \sqrt{\frac{4g d_s}{3c_D}} \quad (35)$$

Chiamando  $L$  la lunghezza del riser, è possibile esprimere il tempo di residenza/risalita delle bolle nel riser come:

$$\tau = \frac{L}{\tilde{v}} = \frac{L}{u + \sqrt{\frac{4g d_s}{3c_D}}} \quad (36)$$

Si considera ora che in condizioni stazionarie la portata volumetrica  $\dot{v}_g$  di gas in ingresso al riser sia uguale a quella in uscita, cioè si raggiungano condizioni di equilibrio nel riser. Sotto questa ipotesi, si può ricavare il volume totale di gas nel riser  $V_g$  all'equilibrio:

$$V_g = \dot{v}_g \tau = \dot{v}_g \frac{L}{u + \sqrt{\frac{4g d_s}{3c_D}}} \quad (37)$$

Chiamando  $A$  e  $V$  rispettivamente la sezione ed il volume del riser, la massa totale  $M_{tot}$  di LBE ed Argon presente in esso può essere espressa come:

$$M_{tot} = \rho_g V_g + \rho(V - V_g) = \rho V - V_g(\rho - \rho_g) \quad (38)$$

La densità media della colonna bifase nel riser si esprime come:

$$\rho_{TP} = \frac{M_{tot}}{V} = \rho - \frac{(\rho - \rho_g) \dot{v}_g}{V} \tau \approx \rho - \frac{\rho \dot{v}_g}{AL} \tau \quad (39)$$

Il battente di pressione disponibile per la circolazione assistita risulta quindi dalla differenza in peso tra il ramo verticale del circuito con solo LBE ed il ramo bifase:

$$\Delta p_{TP} = (\rho - \rho_{TP}) g L = \frac{\rho g \dot{v}_g}{A} \tau \quad (40)$$

Si può quindi scrivere un'equazione di bilancio dell'intero circuito NACIE che legghi il guadagno di pressione dovuto all'alleggerimento della colonna di fluido presente nel riser, il termine di

galleggiamento dovuto all'accensione delle barrette del fuel bundle della sezione scaldante e le perdite di carico per attrito distribuite e concentrate:

$$\Delta p_{TP} + \Delta p_{BUNDLE} = \Delta p_{FRICT} \quad (41)$$

Il termine di galleggiamento dovuto alla variazione di densità dell'LBE conseguente all'accensione del bundle della sezione scaldante è dato da:

$$\Delta p_{BUNDLE} = \Delta \rho_{HS} g H \quad (42)$$

Dove  $\Delta \rho_{HS}$  è la differenza di densità di LBE tra ingresso ed uscita del bundle, ed  $H$  rappresenta la differenza di quota tra i baricentri della sezione scaldante e dello scambiatore di calore. La differenza di densità tra ingresso ed uscita, è valutabile come:

$$\Delta \rho_{HS} \approx \rho \beta \Delta T_{HS} = \frac{\beta Q}{u A c_p} \quad (43)$$

dove  $\Delta T_{HS}$  rappresenta il salto termico nella sezione scaldante,  $\beta$  il coefficiente di dilatazione termica a pressione costante di LBE,  $c_p$  il calore specifico a pressione costante e  $Q$  la potenza totale del bundle; tutte le proprietà fisiche si intendono calcolate alla temperatura media del bundle.

Le perdite di carico per attrito si scrivono in funzione del battente dinamico nelle tubazioni di NACIE:

$$\Delta p_{FRICT} = K \rho \frac{u^2}{2} \quad (44)$$

Con  $K$  coefficiente di perdita di carico su NACIE, in generale dipendente dalla velocità  $K=K(u)$  a causa della presenza delle perdite distribuite. Si ottiene quindi:

$$\frac{\rho g \dot{v}_g}{A} \tau + \frac{g \beta Q H}{u A c_p} = K \rho \frac{u^2}{2} \quad (45)$$

La determinazione della portata su NACIE risulta pertanto essere un processo iterativo, dal momento che il coefficiente di perdite di carico  $K$  e il tempo caratteristico  $\tau$  dipendono dalla velocità  $u$  dell'LBE. Il set completo di equazioni per la determinazione della portata di LBE in circolazione mista risulta quindi:

$$v = \sqrt{\frac{4g d_s}{3c_D}} \quad ; \quad c_D = c_s(Re_s) \quad ; \quad Re_s = \frac{v d_s}{\nu_{LBE}} \quad (46)$$

$$\rho g \dot{v}_g \tau + \frac{g \beta Q H}{u c_p} = K \rho \frac{u^2}{2} A \quad (47)$$

$$\tau = \frac{L}{u + \sqrt{\frac{4g d_s}{3c_D}}} \quad (48)$$

$$K = K(u) \quad (49)$$

Sistema algebrico non lineare che ha come parametri di ingresso la portata di gas introdotta  $\dot{v}_g$ , la potenza totale del bundle  $Q$ , la lunghezza del riser  $L$  e la differenza in quota tra sezione scaldante e

scambiatore  $H$ . Esso fornisce in uscita la velocità di circolazione di LBE e quindi la portata di metallo liquido.

Il modello ha il limite di trascurare la coalescenza delle bolle di Argon, fenomeno rilevante ad alte portate di gas iniettato. Le bolle più grandi che si formano a seguito della coalescenza avranno velocità di equilibrio maggiori e tempi di salita minori, come risulta chiaramente dall'eq.(35) in cui la velocità relativa della bolla va come  $\sqrt{d_s}$ . Ne risulta che il modello, così come è formulato, sovrastima il battente disponibile a seguito dell'iniezione di gas e dunque fornirà una stima per eccesso della portata circolante in circolazione assistita o mista. Il modello fornirà invece buone stime a basse portate di gas iniettato.

Del resto risulta la chiara indicazione che per aumentare l'efficacia del sistema di circolazione assistita occorre prevedere degli sparger all'iniezione del gas con pori di piccole dimensioni che minimizzino il diametro delle bollicine di gas. L'efficacia del sistema di iniezione risulta massima per bolle neutrally buoyant, in cui cioè la velocità di risalita rispetto al fluido risulta essere piccola o trascurabile rispetto a quella di trascinamento. Ponendo  $v \sim 5 \text{ mm/s} \ll u$ , si ricava che l'ordine di grandezza ragionevole per i pori dell'iniettore risulta:

$$d_{\text{pori}} \approx \frac{3c_s v^2}{4g} \approx \frac{3 \cdot 200 \cdot 25 \cdot 10^{-6}}{4 \cdot 9.81} \approx 380 \mu\text{m} \quad (50)$$

Avendo assunto  $c_s \approx 200$  asintoticamente valido per  $Re_s \rightarrow 0$ . Diametri più piccoli dei pori di iniezione non aumentano significativamente l'efficacia del sistema.

#### 4.2 Circolazione naturale

Quando la portata di gas iniettata nel sistema è 0, la sola forza di buoyancy legata alla sezione scaldante mette in moto il fluido nel sistema. In queste condizioni, l'equazione di bilancio (45) si particolarizza come:

$$\frac{g\beta Q H}{u A c_p} = \rho g \beta H \Delta T_{HS} = K \rho \frac{u^2}{2} \quad (51)$$

Per  $K$  assegnato, è quindi possibile esprimere la velocità  $u$  dell'LBE sia come funzione della potenza  $Q$  ceduta dalla sorgente scaldante al fluido, sia in funzione del salto termico dell'LBE fra ingresso ed uscita del bundle:

$$u = \sqrt[3]{\frac{2g\beta Q H}{\rho A c_p K}} \quad (52)$$

$$u = \sqrt{\frac{2g\beta \Delta T_{HS} H}{K}} \quad (53)$$

Dove occorre notare che il numeratore della (53)  $\sqrt{2g\beta \Delta T_{HS} H}$  rappresenta la velocità delle onde di gravità in presenza di stratificazione.

Si considera ora come la differenza fra la temperatura massima del fluido (all'uscita del bundle) e la temperatura media (a metà del bundle) sia data da:

$$T_f^{\max} - \bar{T}_f = \frac{\Delta T_{HS}}{2} = \frac{Q}{2 \dot{m} c_p} \quad (54)$$

mentre la differenza fra la temperatura di parete e la temperatura massima del fluido sia pari a:

$$\Delta T_w^{\max} = T_w^{\max} - T_f^{\max} = \frac{c'' Q}{Nu} \quad (55)$$

Dove  $Nu$  è il numero di Nusselt e  $c''$  si esprime come:

$$c'' = \frac{d_{eqSC}}{Nk\pi d_{pin} L_{BUNDLE}} \quad (56)$$

Con  $d_{eqSC}$  diametro equivalente del sottocanale,  $k$  conducibilità di LBE,  $N$  numero di barrette del bundle,  $L_{BUNDLE}$  lunghezza attiva delle barrette,  $d_{pin}$  diametro esterno delle barrette. Pertanto, fissata una temperatura

massima raggiungibile per la guaina della barretta, è possibile trovare dalle espressioni presendenti la massima potenza scambiabile dal bundle in condizioni di sicurezza, pari a:

$$Q_{\max} = \frac{T_w^{\max} - \bar{T}_f}{\left( \frac{1}{2\rho u_{\max} Ac_p} + \frac{c''}{Nu} \right)} \quad (57)$$

Espressione che contiene la velocità di circolazione  $u_{\max}$ . Inserendo la eq. (57) nella (52), si ottiene l'equazione della massima velocità ottenibile in circolazione naturale senza danneggiare il bundle:

$$u_{\max}^3 = \frac{2g\beta H (T_w^{\max} - \bar{T}_f)}{\rho Ac_p K \left( \frac{1}{2\rho u_{\max} Ac_p} + \frac{c''}{Nu} \right)} \quad (58)$$

Che è una equazione non lineare risolvibile numericamente in  $u_{\max}$ . Essendo però sempre verificata per i metalli liquidi la condizione:

$$\frac{c''}{Nu} \ll \frac{1}{2\rho u_{\max} Ac_p} \quad (59)$$

Essendo cioè il salto termico fluido-parete (dell'ordine 10-20K) molto minore del salto termico nel bundle (dell'ordine 100K), si può scrivere la formula analitica semplificata:

$$u_{\max} \approx \sqrt[3]{\frac{4g\beta H (T_w^{\max} - \bar{T}_f)}{K}} \quad (60)$$

Pertanto il massimo flusso termico scambiabile è esprimibile in forma chiusa come:

$$Q_{\max} = 4\rho Ac_p \sqrt{\frac{g\beta H}{K}} (T_w^{\max} - \bar{T}_f)^{1.5} \approx \rho Ac_p \sqrt{\frac{2g\beta H}{K}} \Delta T_{HS}^{1.5} \quad (61)$$

In cui si è tenuto anche conto che  $T_w^{\max} - \bar{T}_f \approx \Delta T_{HS} / 2$ .

Dunque, nota la temperatura minima di circolazione di LBE all'ingresso del bundle, si stima il salto termico ammissibile nel bundle  $\Delta T_{HS}$ , e si utilizza la (61) per stimare la potenza massima che si può dare al bundle.

#### 4.2 Coefficiente di perdita di carico $K$

L'upgrade della facility NACIE con la sostituzione della sorgente calda e dello scambiatore tube in tube con il nuovo fuel bundle e il nuovo scambiatore, comporta la ridefinizione del coefficiente di perdita di carico  $K$  per la facility. Come valori di riferimento vengono assunti l'area interna  $A$  della tubazione di NACIE (O.D. 2.5"S40) e la densità media dell'LBE alla temperatura media di esercizio. Dividendo la facility nei diversi componenti, il coefficiente di perdita di carico  $i$ -esimo riferito all'area  $A$  della tubazione può essere scritto come:

$$K_{eff,i} = \left( f_i \frac{L_i}{D_{h,i}} + \sum_i K_i \right) \frac{A_{eff}^2}{A_i^2} \quad (62)$$

dove  $f_i$  è il fattore di attrito di Darcy-Weisbach.

Il calcolo del coefficiente di perdita di carico totale su NACIE viene quindi eseguito andando a sommare i coefficienti parziali che si calcolano per ogni elemento. NACIE è stata pertanto divisa nei seguenti elementi: tubazioni orizzontali, downcomer, riser, scambiatore di calore, fuel bundle, vaso di espansione, curve. I valori del coefficiente di perdita di carico totale sono stati calcolati assumendo una potenza fornita dal bundle pari a  $Q = 50\text{kW}$  e una portata di gas iniettata di  $\dot{v}_g = 5\text{NI/min}$ . Ciò significa considerare un Reynolds di riferimento dell'ordine di 55000 sulla tubazione e velocità dell'ordine dei 0.15 m/s.

E' da tenere presente che per le perdite concentrate il coefficiente  $K$  non è funzione della portata di LBE, mentre teoricamente il fattore di attrito  $f$  nei tratti distribuiti è una debole funzione di Reynolds (es.  $Re^{-0.2}$ ), anche se in moto turbolento in tubi rugosi esso raggiunge un asintoto che dipende dalla rugosità.

#### Tratti di tubazione orizzontali

Per i tubi in acciaio AISI304 2.5"S40 si assume una rugosità superficiale  $\varepsilon = 32\mu\text{m}$  ed un diametro idraulico  $D_h = 62.68\text{ mm}$ . Per tali valori la rugosità relativa vale  $\varepsilon/D_h \approx 0.51 \cdot 10^{-3}$ , e dall'abaco di Moody si legge un valore asintotico pari a  $f \approx 0.017$ . Adottando la correlazione di Churchill valida sia in moto laminare che turbolento:

$$f = 8 \left[ \left( \frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + (A' + B')^{-1.5} \right]^{1/12} \quad (63)$$

$$A' = \left\{ -2.457 \ln \left[ \left( \frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\varepsilon}{D_h} \right] \right\}^{16} \quad B' = \left( \frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16}$$

Si ottiene un fattore di attrito  $f_i \approx 0.0223$  non lontanissimo dall'asintoto valutato precedentemente. Considerando sia il tratto superiore che inferiore di lunghezza 1m ciascuno, si ottiene un  $K$  complessivo pari a:

$$K_{HOR} = \frac{f_i L}{D_h} = \frac{0.023 \cdot 2}{62.68 \cdot 10^{-3}} \approx 0.733 \quad (64)$$

### Tratti di tubazione verticali

Considerando conservativamente una lunghezza totale dei tratti verticali di 5.5 m lato HX e di 6.4 m lato bundle, ed adottando un approccio simile ai tratti orizzontali, si ottiene un fattore di attrito identico al precedente ed un coefficiente di perdita pari a:

$$K_{VER} = \frac{f_i L}{D_h} = \frac{0.023 \cdot 2}{62.68 \cdot 10^{-3}} \approx 4.37 \quad (65)$$

### Scambiatore di calore (HX)

Lo scambiatore di calore è del tipo shell-and-tube, a 12 tubi. Presenta inoltre un collettore in ingresso e uno in uscita. Pertanto si osservano delle perdite concentrate sia per il fluido entrante nello scambiatore che per il fluido in uscita dallo stesso. Le tubazioni interne dello scambiatore hanno una lunghezza totale di 2 m e dimensioni 1.5”S40, con un  $D_i \approx 40.9\text{mm}$ . Il rapporto tra l’area di riferimento della tubazione principale 2.5”S4 e l’area delle tubazioni interne risulta  $A_{ratio} = (D_h/D_i)^2 \approx 2.35$ . L’intera portata si distribuisce tra  $N=12$  tubazioni, ed il numero di Reynolds all’interno delle tubazioni risulta:

$$\text{Re}_{HX} = \frac{\text{Re } D_h}{N D_i} \approx 7000 \quad (66)$$

La velocità scala come:

$$u_i = \frac{A_{ratio}}{N} u \approx 0.196 u \quad (67)$$

Adottando la correlazione di Churchill (63) valida sia in moto laminare che turbolento, per una rugosità relativa di 0.00078, si ottiene  $f_i \approx 0.035$ , coerentemente con l’abaco di Moody. Le perdite di carico totali risultano dunque, considerando anche i collettori:

$$K_{HX} = K_{HX, inlet} + f_i \frac{L_{HX}}{D_i} \frac{A_{ratio}^2}{N^2} + K_{HX, outlet} = 1 + 0.5 \frac{A_{ratio}^2}{N^2} + f_i \frac{L_{HX}}{D_i} \frac{A_{ratio}^2}{N^2} + \frac{A_{ratio}^2}{N^2} + 0.5 \quad (68)$$

E quindi in ultima analisi:

$$K_{HX} = 1.5 \left( 1 + \frac{A_{ratio}^2}{N^2} \right) + f_i \frac{L_{HX}}{D_i} \frac{A_{ratio}^2}{N^2} \approx 1.6 \quad (69)$$

E dunque le perdite di carico distribuite nel HX risultano trascurabili rispetto a quelle concentrate dovute ai collettori.

### Vaso di espansione

Il coefficiente di perdita di carico  $K$  per il vaso di espansione è stato valutato attraverso calcoli di CFD precedentemente eseguiti ed risulta pari a  $K = 2.2$ .

### Fuel Bundle

Il fuel bundle è stato suddiviso in due zone distinte: la parte attiva in cui è presente il filo distanziatore e la parte non attiva in cui il filo è assente. Si considera inoltre per ogni barretta, la lunghezza interessata dal filo sarà pari a 0.7 m e quella nuda 0.5m. Di seguito sono riportati i valori ottenuti. Per

il calcolo del fattore di attrito in questo caso è stata adottata la correlazione di Rehme per la parte di bundle con filo e la correlazione di Todreas-Rehme per la parte senza filo, riportate di seguito:

$$f_{wire} = \frac{N\pi(d_{pin} + d_{wire})}{P_{wetted}} \left( \frac{64}{Re} \sqrt{F} + \frac{0.0816}{Re^{0.133}} F^{0.9335} \right) \quad (70)$$

$$F = \sqrt{\frac{p}{d_{pin}}} + \left[ 7.6 \frac{(d_{pin} + d_{wire})}{H} \left( \frac{p}{d_{pin}} \right)^2 \right]^{2.16}$$

$$f_{free} = \frac{\left[ 0.143 + 0.04199 \left( \frac{p}{d_{pin}} - 1 \right) - 0.04428 \left( \frac{p}{d_{pin}} - 1 \right)^2 \right]}{Re^{0.18}} \quad (71)$$

Dove  $P_{wetted}$  è il perimetro bagnato,  $H$  il passo del filo,  $N$  il numero di barrette.

Nel caso del nuovo bundle, nel tratto con filo risulta  $P_{wetted}=0.628m$ ,  $D_{eq}=3.99mm$  ed un'area di passaggio  $A_{pass}=6.26310^{-4} m^2$ , con una  $A_{ratio}=A/A_{pass}\approx 4.9$ ; il passo del filo è di  $H=260 mm$ . La velocità media risulta  $u_f\approx 0.723m/s$  ed il numero di Reynolds di sottocanale  $Re\approx 18000$ . I fattori di attrito risultano  $f_{wire}\approx 0.0250$ ,  $f_{free}\approx 0.026$ . Il coefficiente di perdita totale sarà dato da:

$$K_{BUNDLE} = K_{wire} + K_{free} \approx \frac{f_{wire} L_{wire}}{D_{eq}} A_{ratio}^2 + \frac{f_{free} L_{free}}{D_{eq}} A_{ratio}^2 = 107.7 + 80.0 = 187.7$$

Dunque le perdite di carico nel pin bundle sono di gran lunga dominanti rispetto alle altre perdite nel circuito. Questo è un fatto nuovo rispetto al vecchio bundle senza filo che aveva perdite contenute.

#### *Stima delle portate in base al modello termoidraulico*

Il modello termoidraulico introdotto è stato validato a fronte di dati sperimentali in circolazione naturale relativi al vecchio bundle. Viene ora proposta, a scopo dimostrativo, una applicazione del modello di calcolo ad alcuni situazioni di interesse. In tabella 3 è mostrato la portata ottenuta in pura circolazione naturale per diverse potenze del bundle scaldante con due diverse differenze di quota  $H$  tra sorgente calda ed HX.

**Tabella 3** Risultati dell'applicazione del modello termoidraulico in pura circolazione naturale.

| $Q$ [kW] | Portata_LBE [kg/s] | $K$ | $\Delta T_{HS}$ [°C] | $H$ [m] |
|----------|--------------------|-----|----------------------|---------|
| 12.5     | 0.860              | 351 | 100                  | 1       |
| 50.0     | 1.443              | 24  | 242                  | 1       |
| 12.5     | 1.674              | 286 | 52                   | 6       |
| 50.0     | 2.770              | 253 | 126                  | 6       |
| 100.0    | 3.550              | 240 | 195                  | 6       |

In tabella 4 sono invece mostrati i risultati del modello in circolazione mista per una portata di gas iniettato  $\dot{v}_g = 5 \text{ NI} / m$ .

**Tabella 4 Risultati del modello termoidraulico semplificato per portata iniettata 5 NI/min**

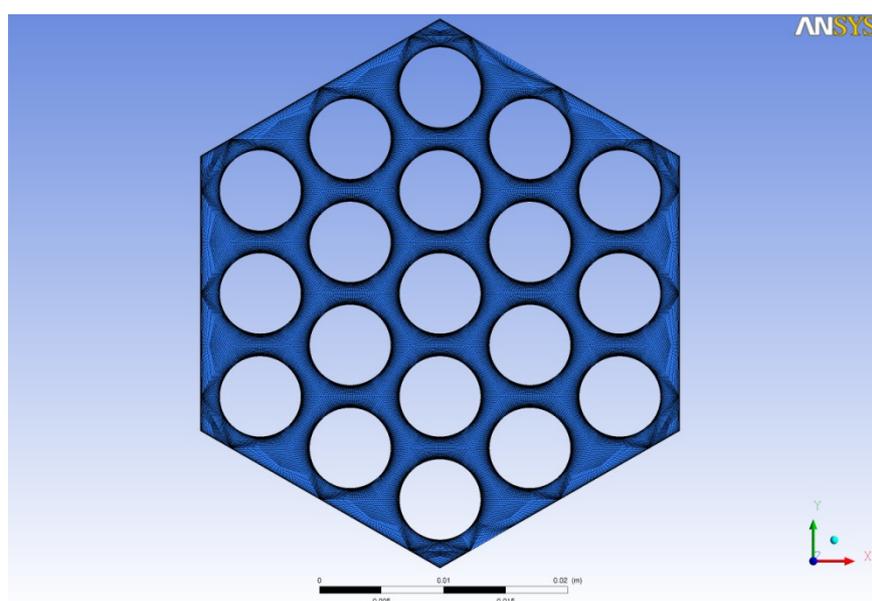
| $Q$ [kW] | Portata_LBE [kg/s] | $K$ | $\Delta T_{HS}$ [°C] | $H$ [m] |
|----------|--------------------|-----|----------------------|---------|
| 50.0     | 4.69               | 230 | 74                   | 1       |
| 100.0    | 4.78               | 229 | 144                  | 1       |
| 50       | 5.08               | 226 | 68                   | 6       |
| 100.0    | 5.46               | 224 | 126                  | 6       |
| 250.0    | 6.07               | 218 | 284                  | 6       |

## SIMULAZIONI CFD DEL PIN BUNDLE

La termoidraulica e lo scambio termico convettivo nel fuel pin bundle è stato studiato attraverso simulazioni CFD. ENEA e CIRTEN hanno sviluppato competenze provate in questo campo, ed esempio in APPENDICE A è riportato un report CIRTEN su calcoli CFD sul bundle del reattore ELSY, mentre calcoli CFD dettagliati del bundle dell'esperimento ICE con griglia spaziatrice sono stati presentati in vari contesti internazionali ([17],[18]); tali calcoli hanno consentito di migliorare la strumentazione e comprendere meglio i fenomeni di scambio termico nei bundle a metallo liquido.

Come primo passo per una analisi CFD del nuovo bundle wire-spaced, si è scelto di simulare il bundle completo di camicia esagonale con il corretto rapporto passo su diametro  $p/D=1.2765$ , ma senza filo separatore. Tale trattazione semplificata consente di avere delle prime valutazioni ed operare un confronto tra i diversi approcci modellistici e valutare i fenomeni che è possibile trascurare. Il codice utilizzato per i calcoli è ANSYS CFX-13.

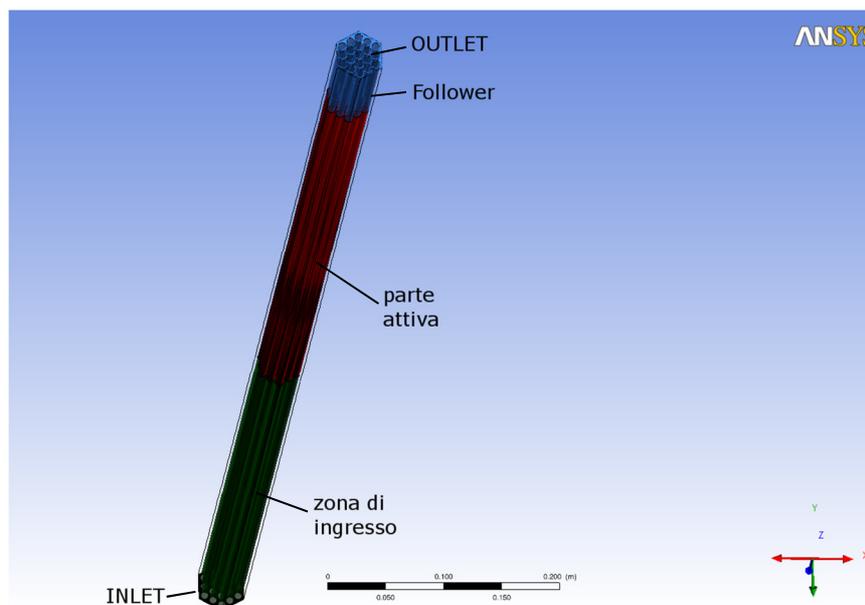
Particolare cura è stata posta nella qualità della mesh di calcolo. E' stata dapprima generata una griglia 2D strutturata per la generica sezione del bundle. Tale griglia è mostrata in Figura 11 e contiene circa 75000 nodi di calcolo, cioè circa 4000 nodi per ogni sottocanale; l'addensamento alle pareti delle barrette e della scatola è tale da consentire valori di  $y^+ \sim 2$  per  $Re=18000$  e permette di simulare senza l'uso di funzioni di parete l'intero range laminare-transizionale turbolento per  $Re < 18000$ .


**Figura 11 Mesh di calcolo sulla sezione generica del bundle di NACIE.**

La mesh strutturata consente inoltre una notevole ortogonalità alle pareti con abbattimento dell'errore numerico associato e miglioramento della qualità complessiva dei risultati. Studi di grid-independence sul sottocanale elementare in lattice infinito e moto pienamente sviluppato [17],[18], consentono di affermare di aver raggiunto la indipendenza dei risultati dalla griglia di calcolo alla risoluzione adottata di ~4000 nodi per ogni sottocanale.

La griglia 2D è stata estrusa nella direzione verticale  $z$ , per 500 mm prima della parte attiva in ingresso, 600 mm di zona attiva e 100 mm di follower, coerentemente con le caratteristiche costruttive del bundle e con l'installazione dello stesso in NACIE. La risoluzione verticale adottata è di 1 nodo/cm, per un numero di nodi totali di  $\sim 9 \cdot 10^6$ . Un overview del modello completo è mostrata in Figura 12.

Le condizioni al contorno idrodinamiche prevedono portata in ingresso (INLET) e condizione di pressione nella sezione di uscita (OUTLET), e no-slip conditions alle pareti delle barrette e della scatola. Dal punto di vista termico abbiamo invece condizioni adiabatiche sulla scatola esagonale, sulle barrette nella zona di ingresso e nel follower, e flusso termico assegnato ed uniforme sulla superficie delle barrette in zona attiva. La temperatura di ingresso di LBE è stata fissata per tutte le simulazioni a 250°C.



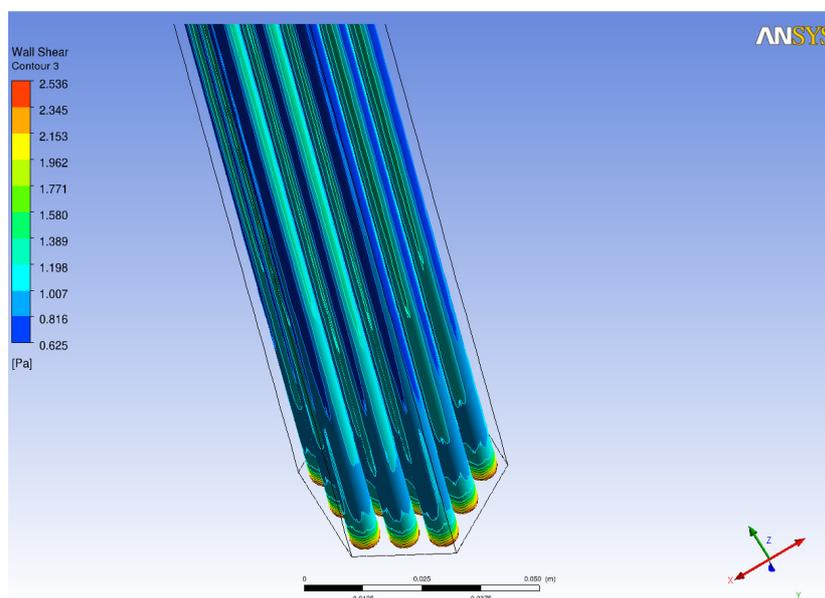
**Figura 12 Overview del modello di calcolo adottato.**

L'idea generale è quella di imporre condizioni di portata realistiche che si possono avere in circolazione naturale con il nuovo bundle in NACIE. Si è fatto quindi riferimento ai valori ottenuti dal modello semplificato, imponendo una di portate di massa 0.8 kg/s, e potenza complessiva degli elementi scaldanti di 12.5 kW, con flussi termici di parete 50 kW/m<sup>2</sup> pari al 5% della potenza nominale e dell'ordine della potenza di decadimento. In tal modo si coprono condizioni realistiche di refrigerazione in condizioni di emergenza, quando la potenza di decadimento va smaltita con la sola circolazione naturale. E' da notare come la 'circolazione' naturale va riferita all'intero loop e si traduce in una condizione di portata all'ingresso per la presente simulazione CFD di dettaglio del bundle. Le proprietà di LBE sono state considerate variabili localmente e funzione della temperatura.

Il valori di portata imposti di 0.8 kg/s corrisponde ad una velocità media di 0.12 m/s, che con un diametro idraulico di circa 5 mm, dà un numero di Reynolds  $\sim 4000$ , ampiamente calcolabile con la mesh utilizzata. Si fa uso di modelli di turbolenza che garantiscono la laminarizzazione graduale in zona transizionale. In particolare si utilizzano SST  $k-\omega$  e RSM- $\omega$ .

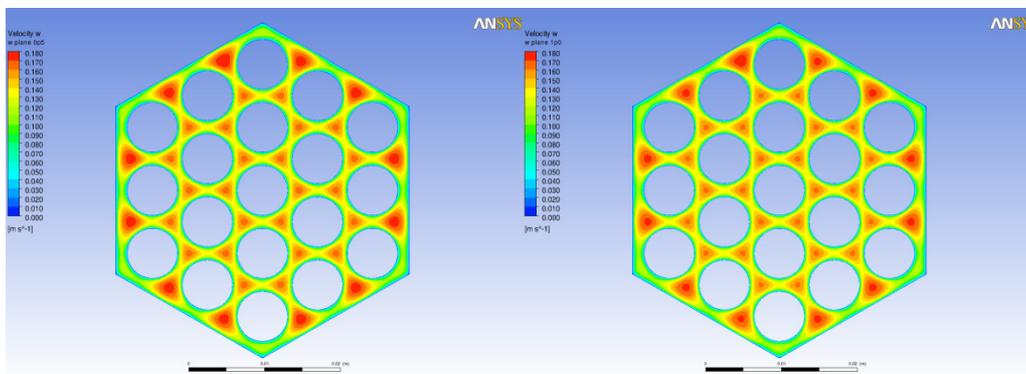
Analizziamo innanzitutto i risultati ottenuti con il modello turbolenza di riferimento, l'SST  $k-\omega$  e portata di riferimento  $\dot{m} = 0.8 \text{ kg/s}$ .

Dal punto di vista idrodinamico 500 mm di ingresso fanno sì che i fenomeni di attacco dello strato limite si esauriscano in questo tratto, e che nella parte attiva vi sia un profilo sviluppato. Quest'ultimo fatto risulta evidente in Figura 13 dove è rappresentato lo shear stress di parete nella zona di ingresso; si noti come i valori più alti si trovano all'imbocco e le condizioni di equilibrio si raggiungano dopo pochi diametri idraulici.



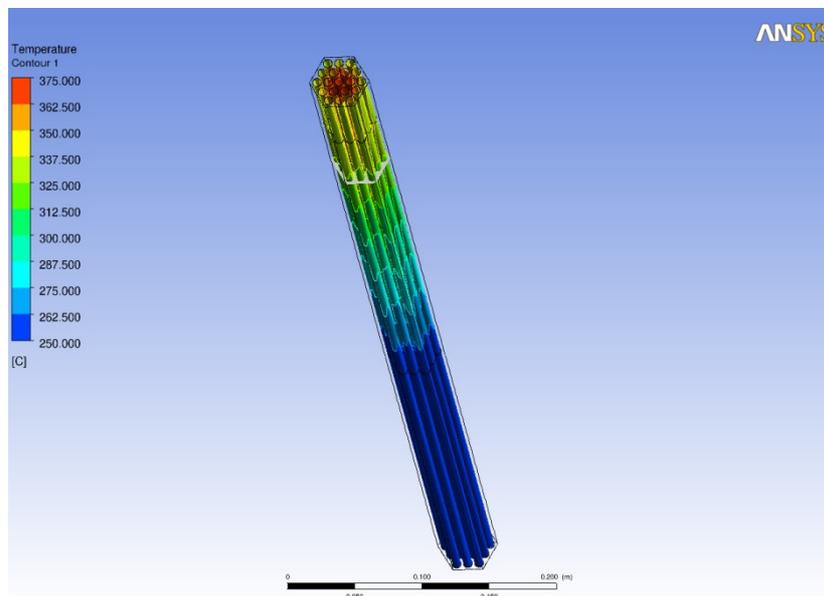
**Figura 13 Wall Shear stress nella zona di ingresso per portata 0.8kg/s.**

I contour di velocità principale nella sezione  $z=0.5\text{m}$  all'inizio della zona attiva e nel piano  $z=1\text{m}$  sono riportati in Figura 14. Non sono rilevabili importanti differenze tra i due campi.



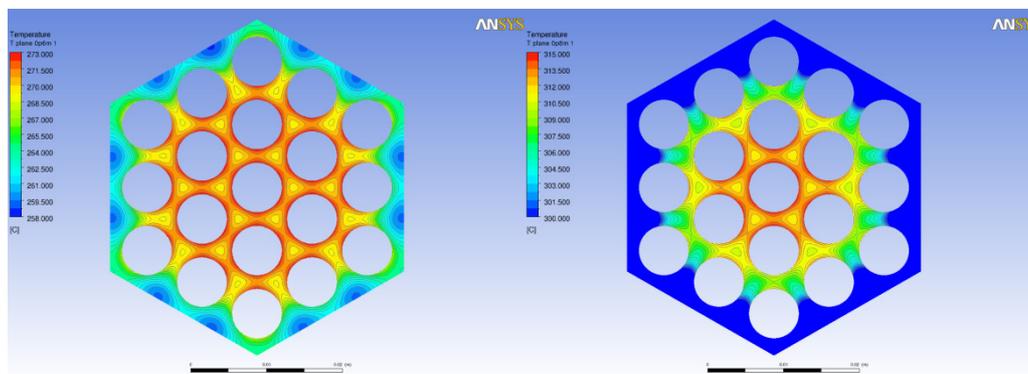
**Figura 14 Contour di velocità principale nei piani  $z=0.5\text{m}$  (inizio zona attiva) e  $z=1.0\text{m}$ .**

Ciò comporta limitati effetti di attacco termici ed un andamento lineare delle temperature di parete lungo  $z$  in tutto il tratto attivo, come è abbastanza evidente in Figura che riporta i contour di temperatura nelle pareti delle barrette.



*Figura 15 Temperature di parete con portata imposte di 0.8 kg/s.*

Figura 16 riporta, i contour di temperatura nei piani  $z=0.6\text{m}$  e  $0.8\text{m}$ . Appare chiaro un notevole effetto di bordo dovuto alla scatola esagonale, ma la distribuzione dei salti termici raggiunge una configurazione asintotica nella zona centrale del bundle.

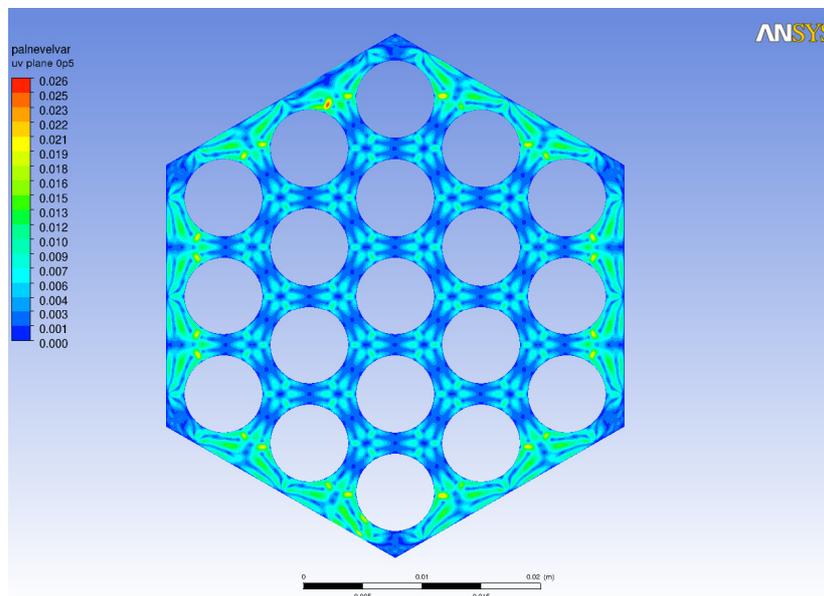


*Figura 16 Contour di temperatura nei piani  $z=0.5, 0.6, 0.8, 1.0, 1.1$  (fine zona attiva),  $1.3$ (outlet).*

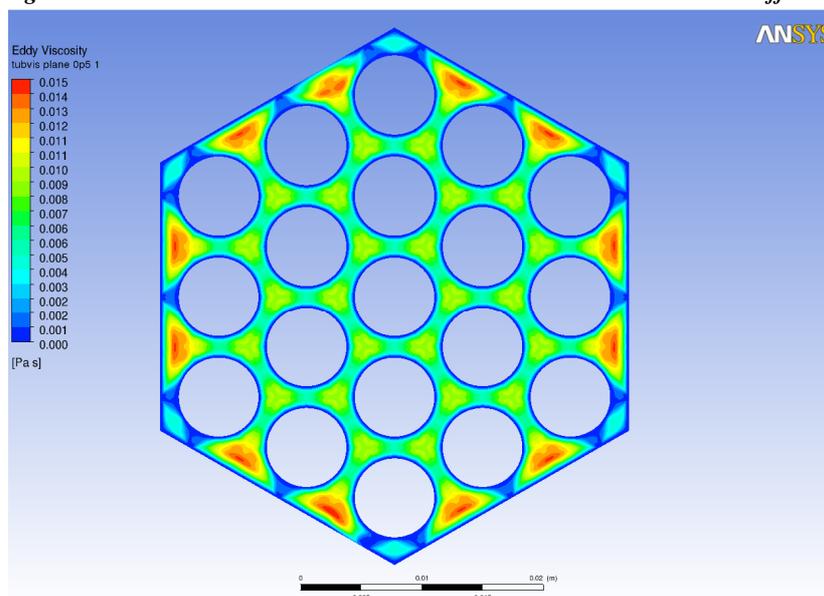
Il sottocanale associato alla barretta centrale presenta temperature medie del fluido più elevate degli altri sottocanali. Inoltre non viene mai raggiunta la perfetta autosimilarità delle soluzioni nelle diverse sezioni per via del cambiamento delle proprietà fisiche con la temperatura.

Infine è da rilevare come il modello SST  $k-\omega$  non riesca a prevedere moti secondari di rilievo. Modelli di ordine superiore ai Reynolds stresses, RSM- $\omega$  riescono a prevedere una circolazione secondaria. Figura 17 rappresenta il modulo della velocità secondaria riscaldato co la velocità media di efflusso nel piano  $z=0.5\text{m}$ . Si raggiungono valori di 1-2% rispetto al flusso medio, coerentemente con quanto riportato in letteratura. Tali modelli ai Reynolds stress sono dunque da preferire ai  $k-\omega$  per la CFD dei bundle.

Figura 18 riporta la viscosità (dinamica) turbolenta in una sezione generica sviluppata. Si noti come anche a bassi numeri di Reynolds, la correzione risulti importante rispetto alla viscosità laminare, specialmente nei sottocanali periferici vicino alla scatola esagonale.



**Figura 17** modulo della velocità secondaria scalato con la velocità media di efflusso.



**Figura 158** Viscosità turbolenta nel piano  $z=0.5$  m; modello RSM- $\omega$

Come ultima nota va detto che, particolarmente a basse portate, quando i gradienti verticali di temperatura salgono, è necessario tener conto degli effetti di buoyancy *locale* sul bundle: un primo effetto è legato al frenamento del moto per via della stratificazione, ed un secondo effetto è la soppressione della turbolenza da tener presente tramite opportuni termini di produzione e distruzione nei modelli.

## CONCLUSIONI

Sono state presentate per grandi linee le attività connesse alla progettazione e realizzazione di un nuovo pin bundle elettrico a 19 barrette con filo separatore, che servirà per investigazioni di termoidraulica del nocciolo refrigerato a metallo liquido e di transitori incidentali nel circuito NACIE presso il centro ENEA di Brasimone.

Le attività riguardano sia la progettazione concettuale e la fornitura del bundle stesso, che la concezione di un modello termoidraulico per la circolazione mista in NACIE ed una rassegna di letteratura di approfondimento sulla termoidraulica dei bundle a metallo liquido.

Si è anche fornito una modellazione CFD del bundle stesso e presentati alcuni risultati preliminari.

E' emersa la necessità di andare verso una sinergia tra esperimento e calcolo numerico al fine di una migliore comprensione dei fenomeni ed una più chiara pianificazione degli esperimenti.

## REFERENCES

- [1] H.A. Abderrahima, P. Kupschusa, E. Malambua, Ph. Benoita, K. Van Tichelen, B. Ariena, F. Vermeerscha, P. D'hondta, Y. Jongenb, S. Ternierb, D. Vandeplassche, MYRRHA: A multipurpose accelerator driven system for research & development, *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research A*, vol. 463, pp. 487-494, 2001.
- [2] E. H. NOVENDSTERN, Turbulent Flow pressure drop model for fuel rod assemblies utilizing a helical wire-wrap spacer system, *Nuclear Engineering and Design*, 22 (1972), pp.19-27.
- [3] E. BUBELIS, M. SCHIKORR, Review and proposal for best fit of wire-wrapped fuel bundle friction factor and pressure drop predictions using various existing correlations, *Nuclear Engineering and Design*, 238 (2008), pp.3299-3320.
- [4] K. REHME, Pressure drop performance of rod bundles in hexagonal arrangement, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15 (1972), pp.2499-2517.
- [5] K. REHME, Pressure drop correlations for fuel element spacers, *Nuclear Technology*, 17(1973), pp.15-23.
- [6] A. A. BISHOP, N. TODREAS, Hydraulic characteristics of wire-wrapped rod bundles, *Nuclear Engineering and Design*, 62 (1980), pp.271-293.
- [7] S.-K. CHENG, N. TODREAS, Hydrodynamic models and correlations for bare and wire-wrapped hexagonal rod bundles – bundle friction factors, subchannel friction factors and mixing parameters, *Nuclear Engineering and Design*, 92 (1984), pp.227-251.
- [8] R. GAJALPATHY, K. VELUSAMY, P. SELVARAJ, P. CHELLAPANDI, S. C. CHETAL, CFD investigation of helical wire-wrapped 7-pin fuel bundle and the challenges in modeling full scale 217 pin bundle, *Nuclear Engineering and Design*, 237 (2007), pp.2332-2342.
- [9] R. GAJALPATHY, K. VELUSAMY, P. SELVARAJ, P. CHELLAPANDI, S. C. CHETAL, A comparative CFD investigation of helical wire-wrapped 7, 19 and 37 pin bundle and its extendibility to 217 pin bundle, *Nuclear Engineering and Design*, 239 (2009), pp.2279-2292.
- [10] W. D. POINTER, J. THOMAS, T. FANNING, P. FISCHER, A. SIEGEL, J. SMITH, A. TOKUHIRO, RANS-based CFD simulations of sodium fast reactor wire-wrapped pin bundles, *International Conference on Mathematics, Computational Methods and Reactor Physics*, Saratoga Springs (New York), May 3-7 2009.
- [11] K. D. HAMMAN, R. A. BERRY, A CFD simulation process for fast reactor fuel assemblies, *Nuclear Engineering and Design*, 240 (2010), pp.2304-2312.
- [12] K. NATESAN, T. SUNDARAJAN, A. NARASIMHAN, K. VELUSAMY, Turbulent flow simulation in a wire-wrap rod bundle of a LMFBR, *Nuclear Engineering and Design*, 240 (2010), pp.1063-1072.
- [13] X. CHENG, N. I. TAK, CFD analysis of thermal-hydraulic behavior of heavy liquid metals in sub-channels, *Nuclear Engineering and Design*, 236 (2006), pp.1874-1885.
- [14] L. CHANDRA, F. ROELOFS, CFD analyses of liquid metal flow in sub-channels for Gen IV reactors, *Nuclear Engineering and Design*, (2011), article in press.
- [15] K. Mikityuk, Heat transfer to liquid metal: Review of data and correlations for tube bundles, *Nuclear Engineering and Design*, 239, pp. 680-687, 200.

- [16] H. -Y. JEONG, K. -S. HA, Y. -M. KWON, Y. -B. LEE, D. HAHN, J. -E. CAHALAN, F. E. DUNN, Evaluation of the conduction shape factor with a CFD code for a liquid-metal heat transfer in heated triangular rod bundles, *Nuclear Engineering and Design*, 237 (2007), pp.648-654.
- [17] I. DI PIAZZA, M. TARANTINO, G. GALGANI, Pre-test CFD analysis of convective heat transfer in fuel rod bundles cooled by heavy liquid metals, *XXIX Congresso UIT sulla Trasmissione del Calore*, Torino, 20-22 Giugno 2011.
- [18] G. Bandini, I. Di Piazza, P. Gaggini, A. Del Nevo, M. Tarantino, CIRCE experimental set-up design and test matrix definition, *IT-F-S-001*, 2011.

|  |   |                  |                      |                   |                 |
|--|---|------------------|----------------------|-------------------|-----------------|
|  <b>Ricerca Sistema Elettrico</b> | <b>Sigla di identificazione</b><br>NNFISS – LP3 - 029 | <b>Rev.</b><br>0 | <b>Distrib.</b><br>L | <b>Pag.</b><br>37 | <b>di</b><br>67 |
|--|---|------------------|----------------------|-------------------|-----------------|

## APPENDICE A

**CIRTEN****CONSORZIO INTERUNIVERSITARIO  
PER LA RICERCA TECNOLOGICA NUCLEARE****UNIVERSITA' DI PISA****DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA, NUCLEARE E DELLA PRODUZIONE**

# **Analisi termoidraulica dell'elemento di combustibile di un reattore nucleare refrigerato a metallo liquido**

**N. Forgione, G. Galgani****CIRTEN CERSE-UNIFI RL- 1089/2011**

*Lavoro svolto in esecuzione della linea progettuale LP3 punto B3 AdP MSE-ENEA "Ricerca di Sistema Elettrico" - PAR2008-09 Progetto 1.3 – "Nuovo Nucleare da Fissione".*

## SOMMARIO

Il presente lavoro ha riguardato l'analisi termoidraulica di un sottocanale dell'elemento di combustibile previsto per il reattore nucleare ELSY, refrigerato a piombo fuso.

In particolare, nello studio condotto tramite l'uso del codice di CFD Fluent 6.3 [1], si è analizzato l'effetto della presenza delle grigliette distanziatrici sia sulle perdite di carico che sullo scambio termico convettivo tra la superficie della barretta di combustibile ed il piombo fuso. Nell'analisi, sono stati utilizzati due diversi modelli di turbolenza presenti all'interno del codice, il modello ad alto numero di Reynolds  $k-\epsilon$  RNG ed il modello anisotropo Reynolds Stress Models (RSM), entrambi utilizzati con le stesse condizioni al contorno.

La prima parte del lavoro si è focalizzata sull'analisi dell'andamento assiale e radiale della temperatura di camicia della barretta di combustibile e dell'andamento assiale della temperatura di bulk del metallo liquido. Dall'analisi si è visto che sono necessari circa trenta diametri idraulici di lunghezza iniziale del canale affinché gli effetti di imbocco tendano a svanire. La presenza della griglietta distanziatrice a valle della lunghezza di pieno sviluppo induce una perturbazione sensibile alla temperatura della camicia della barretta di combustibile aumentando in tale regione lo scambio termico tra superficie scaldante e fluido termovettore. Dall'esame della distribuzione radiale della temperatura della superficie della barretta si è trovato una variazione massima di circa 7 °C tra la posizione con minor spessore radiale di passaggio del fluido e quella con maggior spessore.

La seconda parte del lavoro ha riguardato lo studio dell'andamento della pressione all'interno del sottocanale. E' stato possibile valutare il contributo delle perdite di carico localizzate nella regione della griglietta. L'effetto di una griglietta è equivalente ad una perdita di carico concentrata avente un coefficiente pari a circa 1.

Infine, il confronto tra i risultati ottenuti con il modello di turbolenza  $k-\epsilon$  e quello RSM ha messo in evidenza una differenza non trascurabile nell'andamento del numero di Nusselt locale meritevole di ulteriore approfondimento futuro.

## INDICE

|  |           |
|--|-----------|
| <b>SOMMARIO</b> .....  | <b>2</b>  |
| <b>INDICE</b> .....  | <b>3</b>  |
| <b>1. IL REATTORE ELSY</b> .....                                   | <b>4</b>  |
| 1.1 Generalità.....  | 4         |
| 1.2 Combustibile e fluido termovettore.....                        | 5         |
| 1.3 Grigliette di stanziatrici .....                               | 7         |
| <b>2. ANALISI DI CFD</b> .....                                     | <b>9</b>  |
| 2.1 Dominio di calcolo e discretizzazione spaziale.....            | 9         |
| 2.2 Condizioni al contorno .....                                   | 11        |
| <b>3. ANALISI DEI DATI OTTENUTI</b> .....                          | <b>13</b> |
| 3.1 Distribuzioni di temperatura.....                              | 13        |
| 3.2 Distribuzione del coefficiente di scambio termico locale ..... | 21        |
| 3.3 Perdite di carico .....  | 24        |
| <b>4. CONCLUSIONI</b> .....  | <b>26</b> |
| <b>BIBLIOGRAFIA</b> .....  | <b>28</b> |

## 1. IL REATTORE ELSY

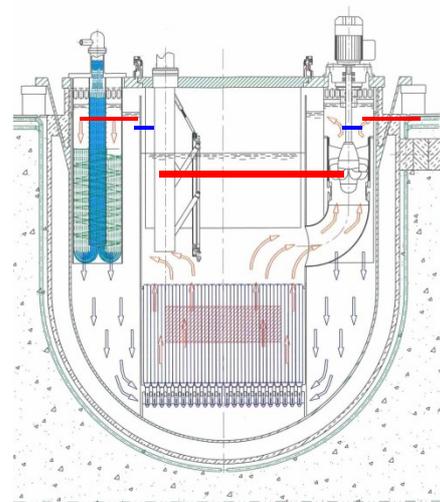
### 1.1 Generalità

ELSY (European Lead cooled System) è un reattore veloce a piscina (v. Figura 1.1) che impiega piombo fuso come fluido termovettore e si inserisce nella tipologia *LFR* (Lead-Fast Reactors), a sua volta facente parte della cosiddetta Generation IV.

La geometria del nocciolo prevista per questo reattore è a canale aperto (ossia senza la struttura di contenimento dell'elemento di combustibile) e con barrette di combustibile disposte secondo un reticolo quadrato.

|                        |           |
|------------------------|-----------|
| Potenza Elettrica      | 600 MWe   |
| Struttura del Nocciolo | a piscina |
| Rendimento Termico     | 40 %      |
| Fluido Primario        | piombo    |

)



(b)

Figura 1.1: Principali caratteristiche (a) e schema del reattore (b) [2]

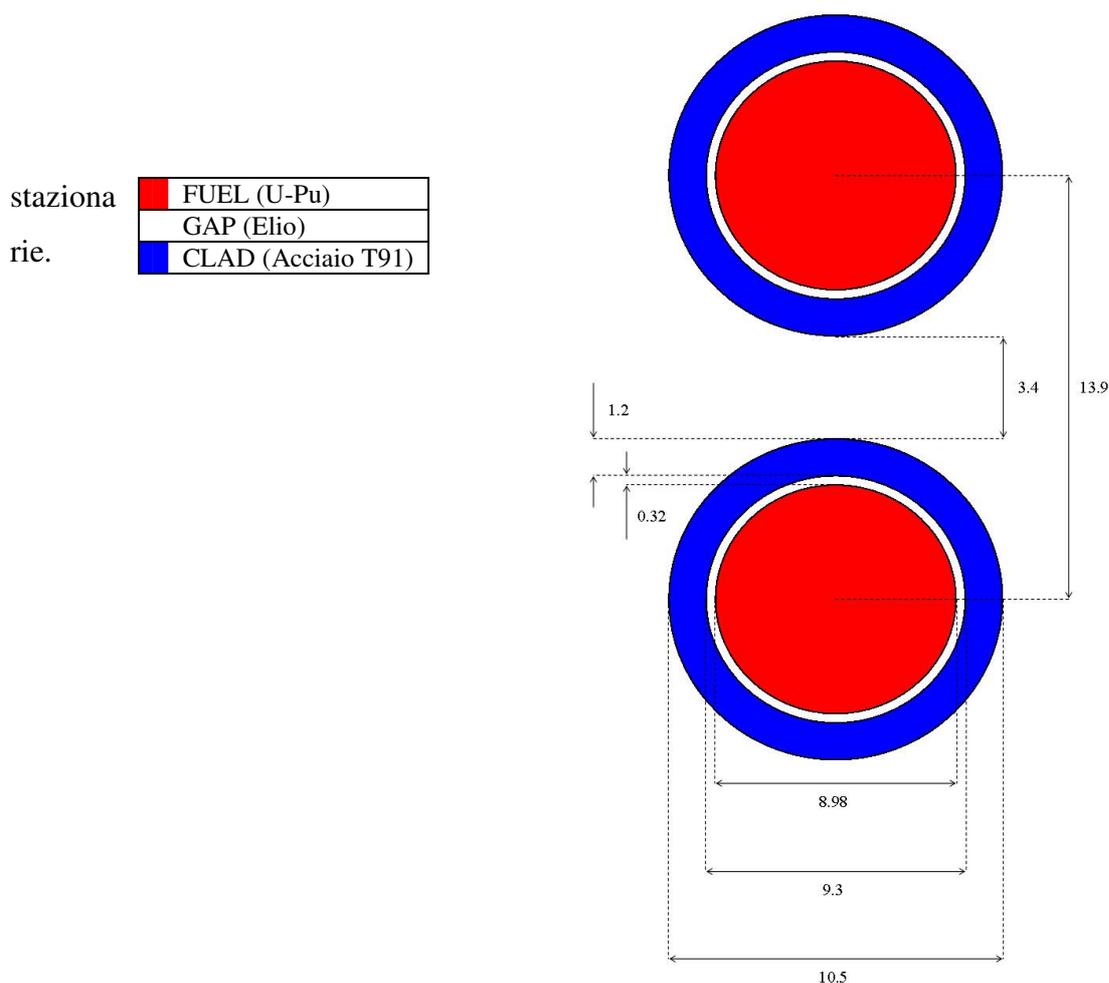
La potenza termica nominale di questo reattore risulta essere pari a circa 1500 MW. In tabella 1.1 sono riportate le principali specifiche dell'impianto che sono risultate utili per l'analisi termoidraulica svolta nel presente lavoro.

|                                   |                         |
|-----------------------------------|-------------------------|
| Potenza termica                   | 1500 MW                 |
| N° di Fuel Assemblies (FA)        | 170                     |
| N° di barrette per FA             | 428                     |
| Diametro esterno di barretta      | 10.5 mm                 |
| Passo del reticolo                | 13.9 mm                 |
| Lunghezza attiva di barretta      | 0.9 m                   |
| Temperatura d'ingresso del piombo | 400 °C                  |
| Temperatura d'uscita del piombo   | 480 °C                  |
| Velocità del piombo nel nocciolo  | 1.5 m/s                 |
| Flusso termico                    | 700000 W/m <sup>2</sup> |

Tabella 1.1: Principali parametri termoidraulici del reattore ELSY [3]

## 1.2 Combustibile e fluido termovettore

Le principali caratteristiche geometriche della barretta di combustibile sono riportate in Figura 1.2. Nell'analisi con il FLUENT è stato simulato solo il fluido termovettore, mentre la barretta di combustibile è stata considerata solamente attraverso la parete di interfaccia con il fluido con flusso termico imposto. La suddetta semplificazione è stata possibile in quanto l'analisi ha riguardato il comportamento termoidraulico del piombo liquido in condizioni



*Figura 1.2:* Geometria e disposizione di due barrette di combustibile adiacenti tra di loro  
 (le quote sono in millimetri)

Il fluido refrigerante, come detto in precedenza, è piombo sotto forma di metallo liquido che in questo tipo di reattori può essere utilizzato sia come elemento puro sia nella forma di lega

eutettica piombo-bismuto (LBE). In questa analisi si è considerato il solo caso di piombo puro.

I metalli liquidi alcalini sopra citati, di cui fa parte anche il sodio, presentano caratteristiche fondamentali per il loro impiego nei reattori veloci: in primo luogo la loro bassa probabilità di assorbimento dei neutroni veloci ed epitermici, unita al loro limitato potere moderante; in secondo luogo la bassa temperatura di fusione seguita da un'elevata temperatura di ebollizione che ne permettono il loro utilizzo come fluidi termovettori. Infatti, nonostante la relativamente bassa pressione all'interno del vessel, il metallo liquido può comunque fuoriuscire dal nocciolo del reattore ad una temperatura più alta di quella con la quale fuoriesce l'acqua dal nocciolo di un LWR. In aggiunta, i metalli liquidi presentano una forte conducibilità termica che comporta eccellenti proprietà di scambio termico, fondamentali per i reattori veloci data la loro compattezza.

In particolare, il piombo è inerte sia con l'aria che con l'acqua cosicché non serve prevedere sull'impianto un circuito intermedio tra quello primario e quello in cui avviene la generazione di vapore. Esso ha una temperatura di liquefazione piuttosto alta, circa 327 °C (v. Tabella 1.3), quindi, soprattutto nelle fasi di spegnimento o di manutenzione, l'impianto richiede appositi sistemi di controllo della temperatura per il mantenimento del piombo fuso. Non potendo trascurare le sue forti caratteristiche corrosive nei confronti dell'acciaio, materiale di cui sono costituite le camicie ed i componenti strutturali del nocciolo (di cui fanno parte anche le grigliette), è necessario utilizzare acciai speciali come il T91.

| <b>Refrigerante</b> | <b>Punto di fusione<br/>(°C)</b> | <b>Punto di ebollizione<br/>(°C)</b> | <b>Reattività<br/>chimica con aria ed acqua</b> |
|---------------------|----------------------------------|--------------------------------------|---|
| LBE                 | 125                              | 1670                                 | Inerte  |
| Piombo              | 327                              | 1737                                 | Inerte  |
| Sodio               | 98                               | 883                                  | Altamente reattivo                              |

*Tabella 1.3: Caratteristiche base dei metalli liquidi*

Dal momento che per i metalli solidi le proprietà fisiche non variano molto con la temperatura, per l'acciaio T91 si è preferito utilizzare valori ad una temperatura di riferimento di 753 K, valore che dovrebbe presentare il refrigerante all'uscita del nocciolo [4]:

$$\rho = 7585.16 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$c_p = 658.736 \text{ [J/(kg K)]}$$

|  |   |                  |                      |                   |                 |
|--|---|------------------|----------------------|-------------------|-----------------|
|  <b>Ricerca Sistema Elettrico</b> | <b>Sigla di identificazione</b><br>NNFISS – LP3 - 029 | <b>Rev.</b><br>0 | <b>Distrib.</b><br>L | <b>Pag.</b><br>44 | <b>di</b><br>67 |
|--|---|------------------|----------------------|-------------------|-----------------|

$k = 28.62$  [W/(m K)]

Le proprietà termodinamiche del piombo utilizzate per l'analisi termoidraulica sono state calcolate, in funzione della temperatura, tramite correlazioni polinomiali attraverso l'utilizzo di funzioni UDF, cioè funzioni definite dall'utente che permettono di specificare la variazione di diversi grandezze (tra cui anche le proprietà fisiche dei materiali) in funzione di parametri indipendenti (come la temperatura) [5]:

$$\rho = 11367 - 1.1944 T \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$k = 9.2 + 0.011 T \text{ [W/(m K)]}$$

$$\nu = 0.010986 - 2.3633 \cdot 10^{-5} T + 1.9577 \cdot 10^{-8} T^2 - 5.6125 \cdot 10^{-12} T^3 \text{ [Pa s]}$$

$$c_p = 155.78 - 0.0074514 T - 1.3948 \cdot 10^{-5} T^2 + 7.35 \cdot 10^{-9} T^3 \text{ [J/(kg K)]}$$

### 1.3 Grigliette distanziatrici

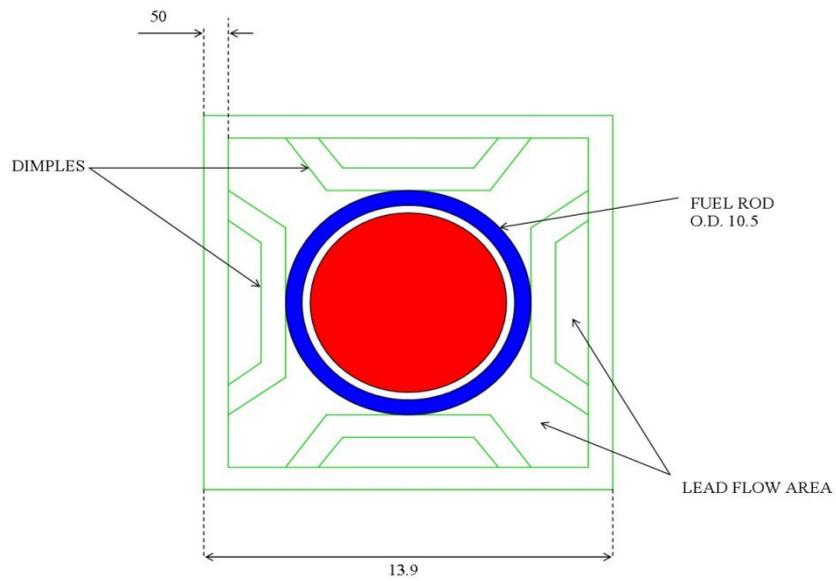
Lo scopo di questo lavoro è di verificare gli effetti termoidraulici che si hanno in un sottocanale di un elemento di combustibile del reattore ELSY a causa della presenza delle grigliette.

La geometria semplificata della griglietta spaziatrice prevista per ELSY è riportata in Figura 1.3. Le “dimples”, la cui struttura e posizionamento è specificata nelle figure 1.3.a, 1.3.b e 1.3.c, sono in numero di quattro per ogni foro di passaggio della barretta di combustibile e sono disposte sfalsate l'una dall'altra (v. Figura 1.3.b). Le griglie lungo tutta la lunghezza del sottocanale sono sei di cui due nella zona attiva; esse hanno la funzione di sorreggere le barrette e di ridurre l'effetto vibrazionale dovuto al passaggio del fluido.

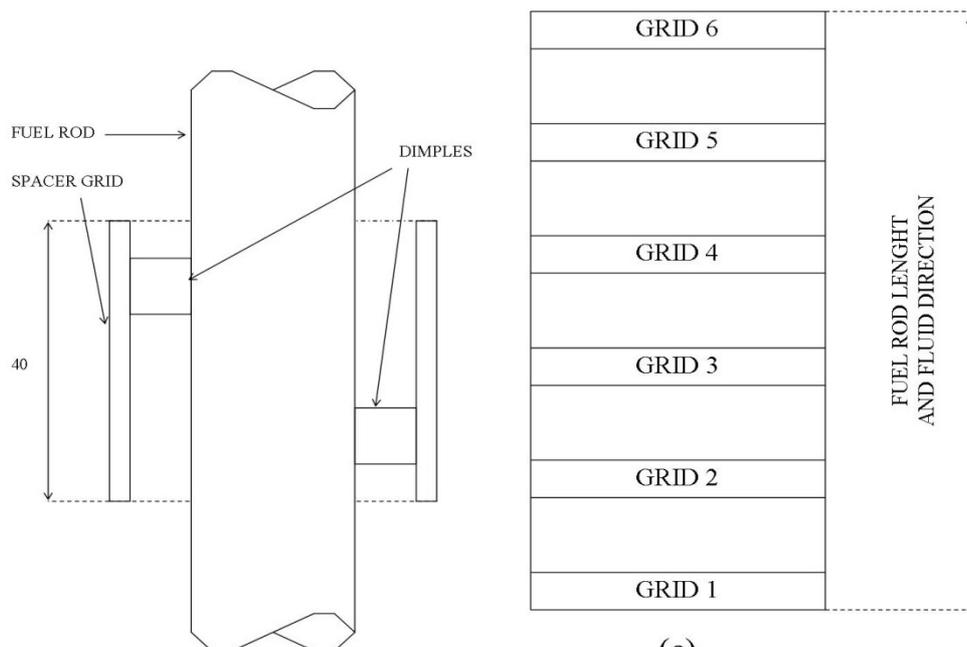
In tabella 1.4 sono riportati tutti i dati geometrici relativi alle grigliette [6].

| CARATTERISTICA GEOMETRICA             | DIMENSIONE |
|---------------------------------------|------------|
| n° di grigliette                      | 6          |
| passo di griglia (da parete a parete) | 13.9 mm    |
| lunghezza di parete                   | 40 mm      |
| spessore di parete della griglia      | 0.5 mm     |
| numero di dimples per griglia         | 4          |
| spessore delle dimples                | 0.5 mm     |
| lunghezza delle dimples               | 5 mm       |
| distanza fra due griglie              | 416 mm     |

Tabella 1.4: Caratteristiche geometriche delle grigliette spaziatrici



(a)



(b)

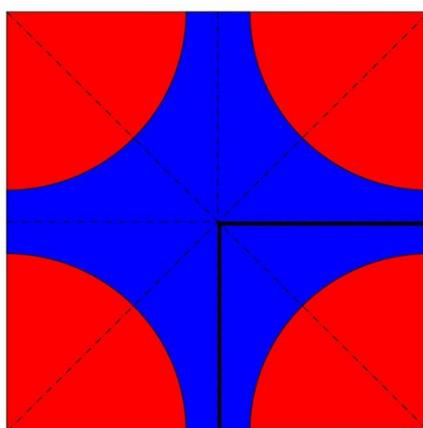
(c)

Figura 1.3: (a) Vista dall'alto del sottocanale con; (b) vista laterale del sottocanale con griglietta (notare il posizionamento sfalsato delle dimples); (c) posizione delle grigliette sulla lunghezza della barretta (le misure sono in millimetri).

## 2. ANALISI DI CFD

### 2.1 Dominio di calcolo e discretizzazione spaziale

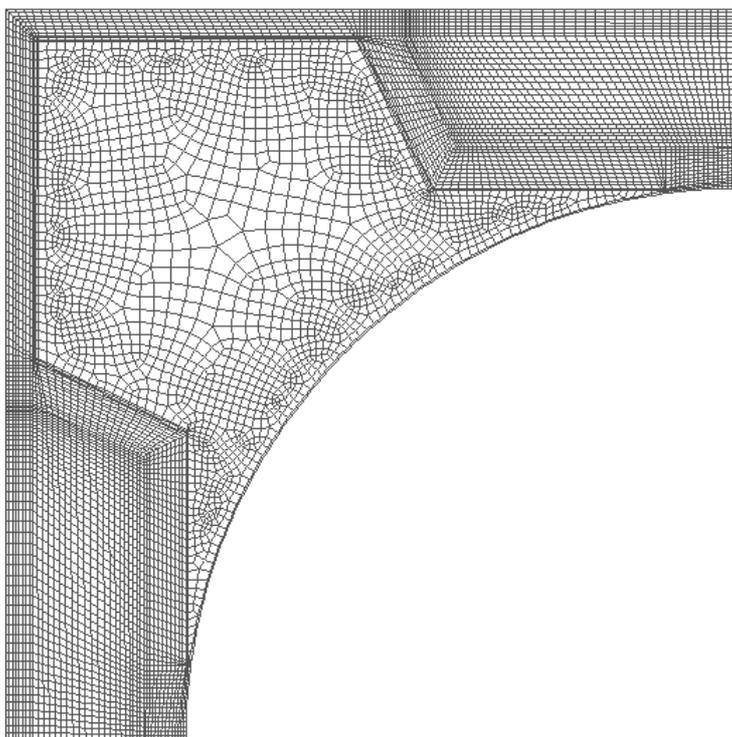
L'analisi di CFD è stata effettuata con il codice di calcolo FLUENT 6.3 considerando come dominio di calcolo  $\frac{1}{4}$  di sottocanale dell'elemento di combustibile. Le caratteristiche di simmetria della geometria del sottocanale hanno, infatti, permesso di considerare come dominio computazionale solamente un quarto del canale centrato mostrato in Figura 2.1.



*Figura 2.1:* Sezione trasversale del canale con evidenziata la porzione di dominio scelta

La discretizzazione spaziale è stata realizzata con il programma di modellazione 3D Gambit 2.3 [7], il quale ha permesso di creare oltre che la geometria anche una mesh di tipo strutturato. La mesh è stata infittita sia assialmente che radialmente in vicinanza delle grigliette distanziatrici in quanto la complessità del moto del fluido in questa regione necessita di uno studio di maggior dettaglio.

La sezione trasversale del dominio è discretizzata come in Figura 2.2 e contiene circa 8000 celle bidimensionali.



*Figura 2.2:* Discretizzazione spaziale della sezione trasversale del sottocanale: da notare l’infittimento della mesh in corrispondenza della zona delle grigliette.

Per ridurre lo sforzo computazionale si è preferito limitare la lunghezza del dominio a 0.19 m, contro i 0.9 m di lunghezza attiva dell’elemento di combustibile, ottenendo in tal modo un numero di celle tridimensionali pari a circa 1.6 milioni. In particolare, sono stati realizzati due sottodomini: uno “nudo”, cioè senza la presenza della griglietta, ed uno con la presenza di una griglietta posizionata a 0.1 m dall’ingresso.

Con la semplificazione suddetta è stato necessario ricomporre il dominio di interesse con una serie di 5 tratti disposti l’uno di seguito all’altro, come mostrato in Figura 2.3. In tal modo è stato ottenuto un dominio nel quale andare ad analizzare l’effetto prodotto dalla presenza di una griglietta distanziatrice sia sullo scambio termico che sulle cadute di pressione.

In pratica, per una simulazione completa si risolve inizialmente il problema del flusso di piombo considerando nella sezione di ingresso del sottodominio nudo le condizioni al contorno descritte nel paragrafo successivo, si esegue un nuovo calcolo con lo stesso dominio (secondo tratto), ma ponendo come condizioni al contorno nella sezione di ingresso le distribuzioni di velocità, temperatura, rateo di dissipazione turbolento ( $\epsilon$ ) ed energia cinetica turbolenta ( $\kappa$ ) ottenuti da una sezione in vicinanza all’uscita del primo sottodominio. Al

termine di questi due calcoli si considera il terzo tratto utilizzando il dominio con la griglietta di stanziatrice e ponendo all'ingresso le distribuzioni di velocità, temperatura, rateo di dissipazione turbolento ( $\epsilon$ ) ed energia cinetica turbolenta ( $\kappa$ ) ottenuti da una sezione in vicinanza all'uscita del secondo tratto. Infine, si ripete la stessa procedura considerando due spezzoni consecutivi di dominio senza griglietta, al fine di analizzare l'effetto della presenza della griglietta a valle della stessa.

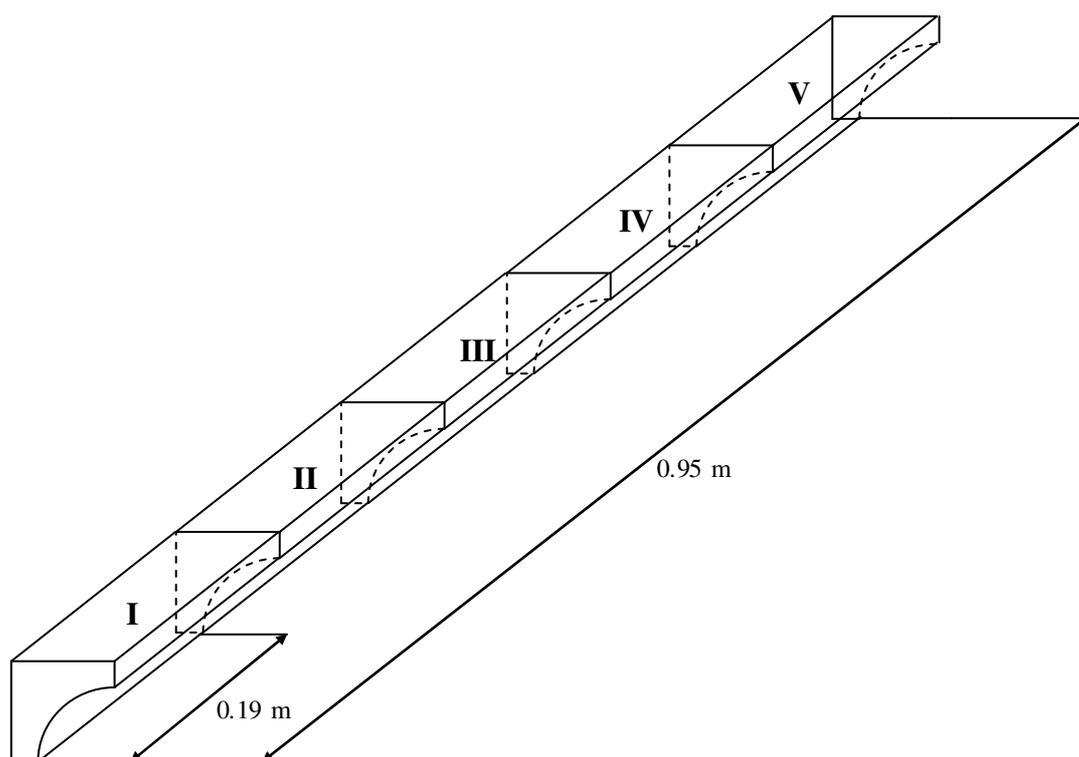


Figura 2.3: Suddivisione del dominio complessivo in 5 porzioni: i tratti I, II, IV e V sono domini “nudi”, il III è il dominio dove è ubicata la griglietta.

## 2.2 Condizioni al contorno

Le simulazioni computazionali sono state eseguite imponendo i valori trovati in bibliografia di flusso termico, temperatura, velocità e diametro idraulico: il primo è stato imposto come uscente dalla superficie d'interfaccia tra fluido termovettore e camicia di barretta con un valore di  $700 \text{ kW/m}^2$ , nella sezione d'ingresso è stata imposta una velocità uniforme di  $1.5 \text{ m/s}$ , una temperatura del piombo di  $673.15 \text{ K}$  ( $400 \text{ }^\circ\text{C}$ ) ed un diametro idraulico di  $0.01293 \text{ m}$ . Il codice come condizione sulla sezione di ingresso insieme al diametro idraulico

richiede anche l'intensità di turbolenza preso pari al 7%, in accordo a quanto consigliato in letteratura [1].

In tabella 2.1 sono riassunte le condizioni al contorno utilizzate.

| <b>Condizione al contorno</b>              | <b>Unità di misura</b> | <b>Valore</b>     |
|--|------------------------|-------------------|
| $q''$                                      | [W/m <sup>2</sup> ]    | 7*10 <sup>5</sup> |
| $w_{in}$                                   | [m/s]                  | 1.5               |
| $T_{in}$                                   | [°C]                   | 400               |
| $D_{hyd}$                                  | [m]                    | 0.01293           |
| <i>intensità di turbolenza in ingresso</i> | [%]                    | 7                 |

*Tabella 2.1: Condizioni al contorno utilizzate nelle simulazioni*

Come detto in precedenza le proprietà fisiche del fluido sono state considerate variabili con la temperatura e sono stati utilizzati due diversi modelli di turbolenza per l'analisi termofluidodinamica:

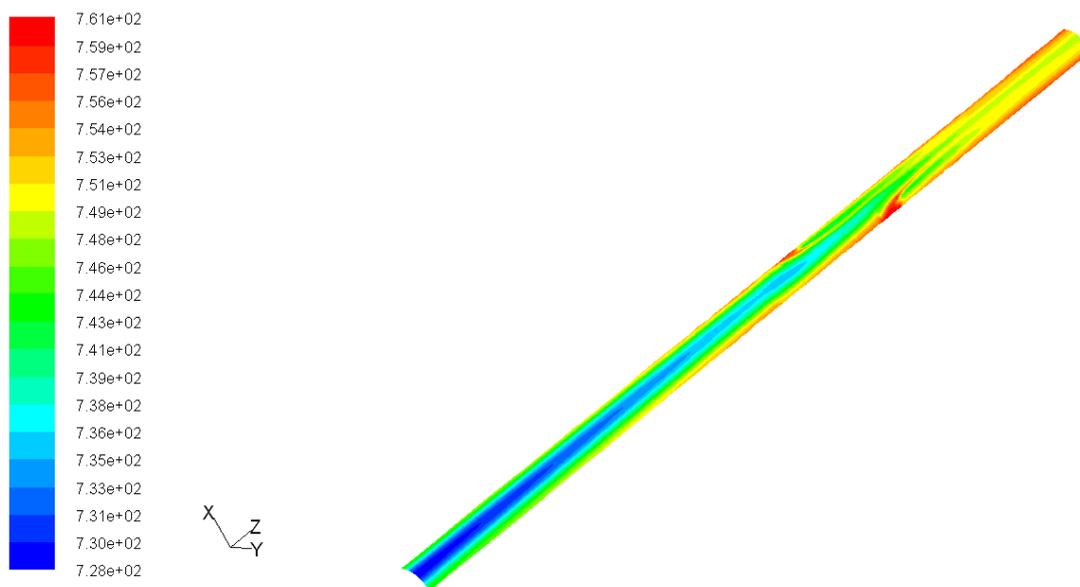
- il modello RNG k-ε (ReNormalization Group);
- il modello RSM (Reynolds Stress Model).

Per entrambi i casi è stato utilizzato un trattamento alla parete di tipo “wall functions” ed un numero di Prandtl turbolento pari a 0.85.

### 3. ANALISI DEI DATI OTTENUTI

#### 3.1 Distribuzioni di temperatura

In Figura 3.1 è riportata la distribuzione di temperatura sulla camicia della barretta per il sottodominio contenente la griglietta (tratto III). Si nota una crescita non uniforme della temperatura di camicia all'aumentare della coordinata assiale  $z$  dovuta alla non uniforme refrigerazione da parte del piombo liquido. Le due regioni della superficie scaldante a temperatura più elevata, chiaramente visibili ad una posizione assiale pari a circa  $\frac{3}{4}$  della lunghezza totale del sottodominio, sono una conseguenza della presenza delle “dimples” della griglietta che danno luogo ad una resistenza termica aggiuntiva tra la parete scaldante e il metallo liquido.



*Figura 3.1:* Distribuzione di temperatura (in K) sulla superficie esterna della camicia nel sottodominio con griglia spaziatrice (modello RNG k- $\epsilon$ ;  $w_{in} = 1.5$  m/s).

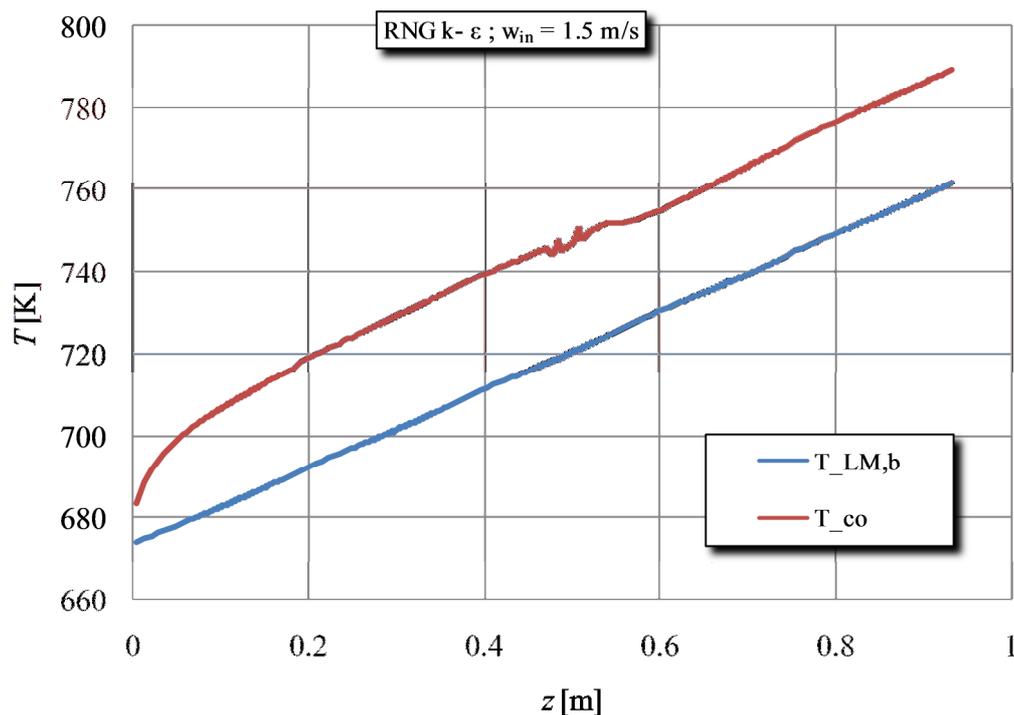
La Figura 3.2 mostra l'andamento della temperatura di bulk del metallo liquido e della camicia in funzione della coordinata assiale su tutto il dominio di calcolo, ricavate con il modello RNG k- $\epsilon$  e con una velocità d'ingresso del fluido di 1.5 m/s. Come si può notare, la temperatura di bulk ha un andamento crescente lineare in quanto il flusso termico è stato imposto uniforme su tutta la barretta di combustibile.

Per quanto riguarda la temperatura di camicia l'andamento è tutt'altro che lineare, come mostrato precedentemente in Figura 3.1. Inizialmente il fluido risente dei fenomeni d'imbocco

con una crescita logaritmica della temperatura; in seguito, all'aumentare della coordinata assiale, si nota una linearizzazione della curva da cui si deduce il completo sviluppo del moto del piombo fuso che avviene per  $z$  maggiori di 0.4 m.

In corrispondenza della zona di griglia ( $z = 0.48-0.52$  m), la temperatura di camicia ha delle fluttuazioni di circa 3-4 °C dovute al fatto che ci troviamo in una zona dove la sezione di passaggio a disposizione del piombo è sicuramente inferiore di quella del sottocanale a causa delle pareti della griglia. Inoltre, all'interno del tratto in cui è presente la griglietta ci sono le “dimples” che nello spazio dove sono posizionate riducono ulteriormente la sezione di passaggio del piombo e, come detto, introducono una resistenza termica aggiuntiva al trasferimento del calore verso il piombo fuso.

In uscita dal tratto in cui è presente la griglietta si nota un abbassamento della temperatura di camicia, causato dal fatto che la griglia provoca un aumento della turbolenza che può essere assimilato ad un parziale effetto d'imbocco che tende a smorzarsi rapidamente.



*Figura 3.2:* Andamento della temperatura di bulk del fluido e della temperatura di camicia in funzione della coordinata assiale (modello RNG k- $\epsilon$ ;  $w_{in} = 1.5$  m/s ).

Quanto precedentemente detto lo si può riscontrare in maniera più evidente in Figura 3.3 nella quale è riportato l'andamento della differenza tra la temperatura di bulk e quella di camicia in

funzione della coordinata assiale  $z$ . Sapendo che la temperatura di bulk del fluido cresce linearmente, le caratteristiche dell'andamento della curva sono dovute principalmente alle variazioni della temperatura di camicia. Nell'intorno dell'ascissa  $z = 0.4$  m la differenza di temperatura tende ad un valore asintotico di circa  $28$  °C a conferma del raggiungimento di una condizione di pieno sviluppo.

In prossimità della griglietta distanziatrice si ha un aumento della turbolenza perché il fluido trova un ostacolo lungo il suo percorso e si ha quindi una prima piccola diminuzione della differenza di temperatura dovuta ad un abbassamento della temperatura di camicia. Successivamente, in corrispondenza della prima delle due “dimples” la temperatura di camicia aumenta per i motivi spiegati precedentemente. Dopo la prima “dimple” si ha una nuova piccola diminuzione della temperatura di camicia fino a che il piombo non incontra la seconda “dimple”.

Quello che si nota molto più chiaramente è l'effetto molto simile ad una condizione d'imbocco che si ha all'uscita della sezione contenente la griglietta, dove si nota una diminuzione della differenza di temperatura molto marcata dovuta ad un repentino aumento dello scambio termico.

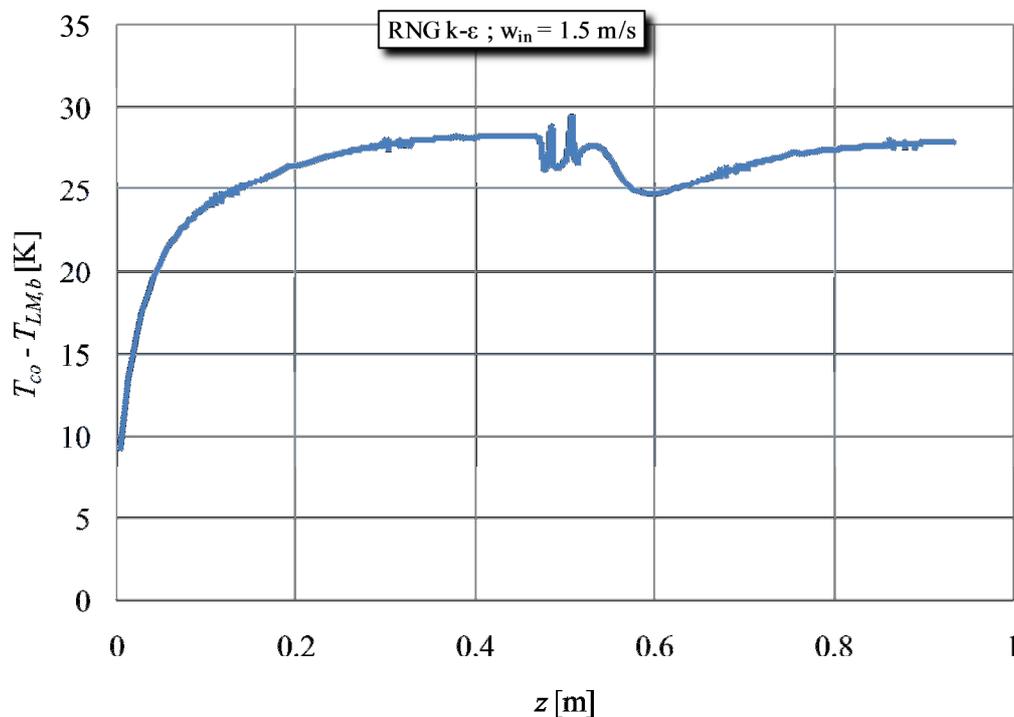


Figura 3.3: Andamento della differenza tra la temperatura di bulk del fluido e la temperatura di camicia in funzione della coordinata assiale (modello RNG k- $\epsilon$ ;  $w_{in} = 1.5$  m/s).

Nelle figure 3.4 e 3.5 sono riportati gli andamenti assiali della temperatura ottenuti con il modello di turbolenza Reynolds Stress Model (RSM) e velocità d'ingresso 1.5 m/s. Per quanto riguarda la differenza tra la temperatura di bulk del fluido e la temperatura di camicia (v. Figura 3.5) si nota un andamento meno regolare rispetto al caso precedente, seppure in buon accordo con esso. Tale comportamento è dovuto ad una difficoltà nel raggiungimento del criterio di convergenza da parte della simulazione eseguita con il modello di turbolenza RSM. Detto ciò c'è da dire che i risultati ottenuti sono in buon accordo con quelli trovati con il modello RNG.

Il presente lavoro ha anche evidenziato come la distribuzione di temperatura non sia uniforme lungo la coordinata angolare corrispondente ad una certa ascissa  $z$  del dominio di calcolo (v. Figura 3.6).

Le figure 3.7 e 3.8 mostrano gli andamenti di temperatura per entrambi i modelli di turbolenza, in funzione della coordinata azimutale  $\theta$  per sei diverse sezioni trasversali del sottocanale per il tratto contenente la griglia: una vicino all'ingresso, due al centro e tre nella zona dove è presente la griglietta. Da un'analisi accurata dei suddetti grafici si nota come la variazione della temperatura di camicia lungo la coordinata angolare su una stessa sezione diventa sempre meno trascurabile allontanandosi via via dalla sezione di ingresso del sottocanale, cioè muovendosi verso zone dove il fluido tende a sviluppare il proprio moto.

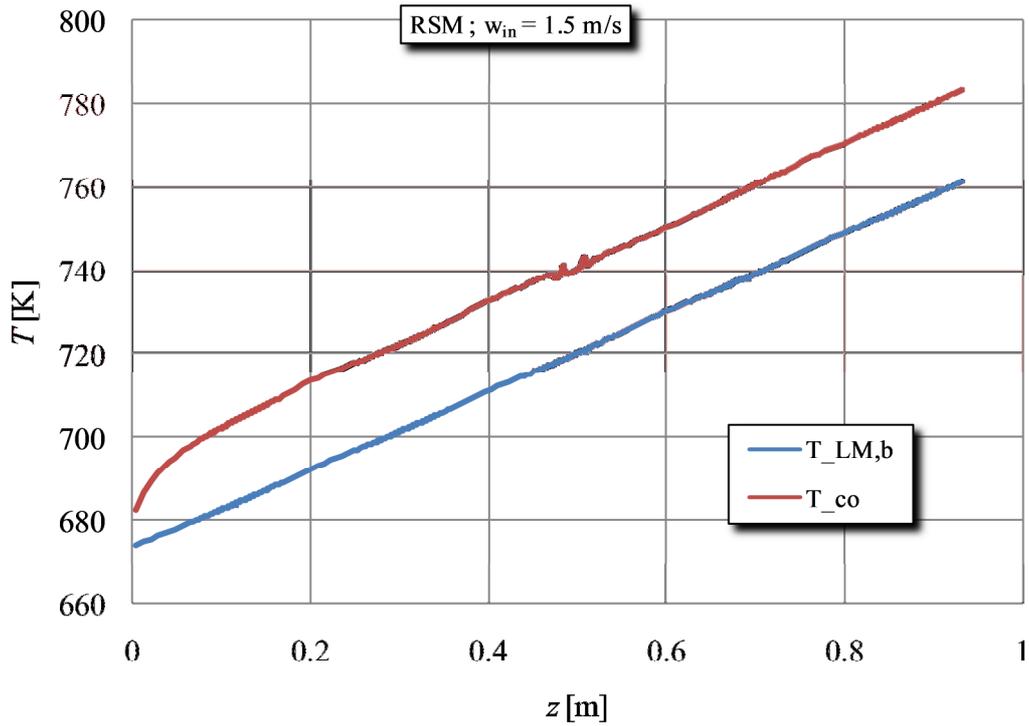


Figura 3.4: Andamento della temperatura di bulk del fluido e della temperatura di camicia in funzione della coordinata assiale (modello RSM;  $w_{in} = 1.5$  m/s).

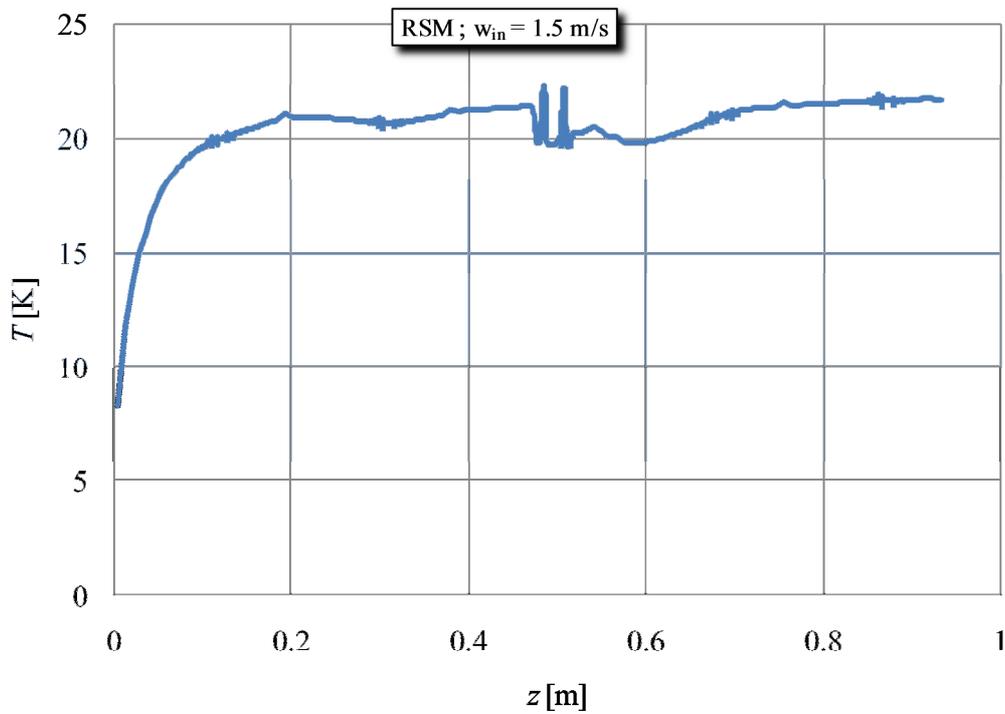
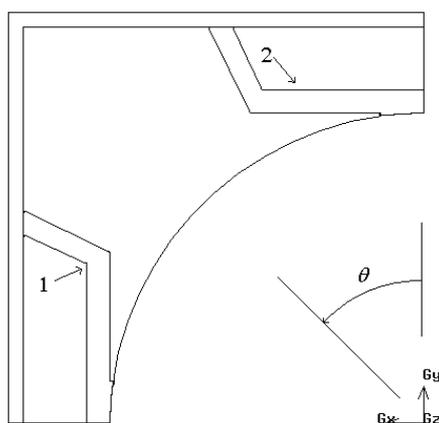


Figura 3.5: Andamento della differenza tra la temperatura di bulk del fluido e la temperatura di camicia in funzione della coordinata assiale (modello RSM;  $w_{in} = 1.5$  m/s).

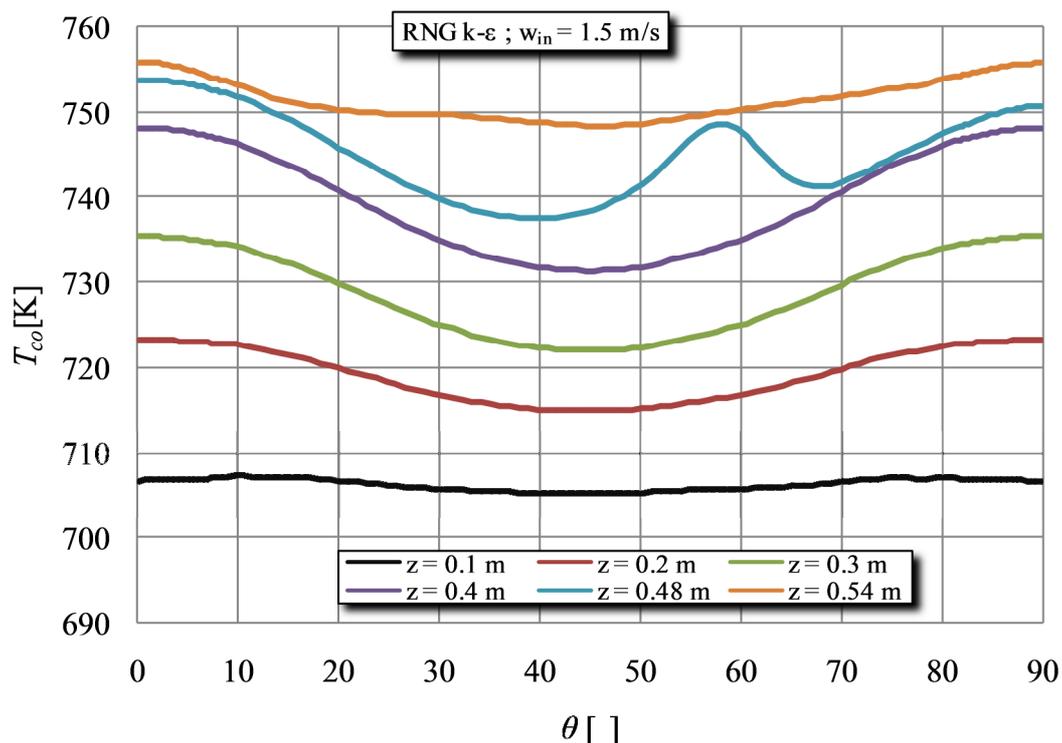


*Figura 3.6:* Riferimento per la coordinata angolare  $\theta$  (notare la numerazione delle dimples nell'ordine in cui il fluido le incontra assialmente).

In particolare, muovendosi dalla coordinata assiale  $z = 0.1$  m a  $z = 0.4$  m le curve evidenziano chiaramente un abbassamento della temperatura di camicia più marcato verso il centro del canale rispetto alla periferia con una variazione massima di circa  $15$  °C. Tale comportamento è spiegabile dal fatto che nella regione di ingresso gli effetti di imbocco tenderanno ad uniformare la temperatura, mentre in sezioni corrispondenti a  $z$  maggiori, cioè con condizioni del moto di fluido sviluppato, la diminuzione della temperatura di camicia nell'intorno della coordinata azimutale di  $45^\circ$  (zona dove due barrette adiacenti sono più lontane) è dovuta al fatto che in quel punto si avrà un valore dello scambio termico più alto rispetto alla zona periferica dove passa minor fluido.

La distribuzione corrispondente alla coordinata assiale  $0.48$  m, che risulta essere quella riferita alla sezione tra le due “dimples”, mette in evidenza un aumento improvviso di temperatura intorno a  $55^\circ$ , causato dal fatto che a quella coordinata angolare poco prima il fluido aveva incontrato la prima “dimple”, la quale è stata proprio la causa dell'innalzamento locale della temperatura di camicia, perché come detto in precedenza la sezione di passaggio per il piombo risulta ridotta e quindi risulta anche ridotta la refrigerazione della camicia stessa.

Nella sezione presa a  $0.54$  m, corrispondente alla zona appena al di fuori del tratto in cui vi è la griglia, si può notare come la situazione sia molto simile all'imbocco, con un appiattimento della differenza della temperatura di camicia in funzione della coordinata azimutale, fenomeno dovuto alla forte turbolenza che si ha in questa zona con conseguente refrigerazione più uniforme della camicia.



*Figura 3.7:* Andamenti della temperatura di camicia in varie sezioni trasversali del sottocanale (modello RNG k- $\epsilon$ ;  $w_{in} = 1.5$  m/s)

Per quanto riguarda il modello RSM (v. Figura 3.8), c'è da notare che gli andamenti della temperatura di camicia in funzione della coordinata angolare sono sostanzialmente gli stessi che per l'RNG; l'unica differenza si nota nella sezione vicino all'ingresso e nella sezione successiva alla griglia dove la temperatura di camicia nella zona centrale della camicia stessa ha un aumento inaspettato rispetto all'RNG. Questo fenomeno è dovuto ad una diversa valutazione della turbolenza in vicinanza della parete da parte del codice di calcolo. Confrontando la figura 3.11 con la figura 3.12 si può vedere chiaramente quello che è stato appena detto.

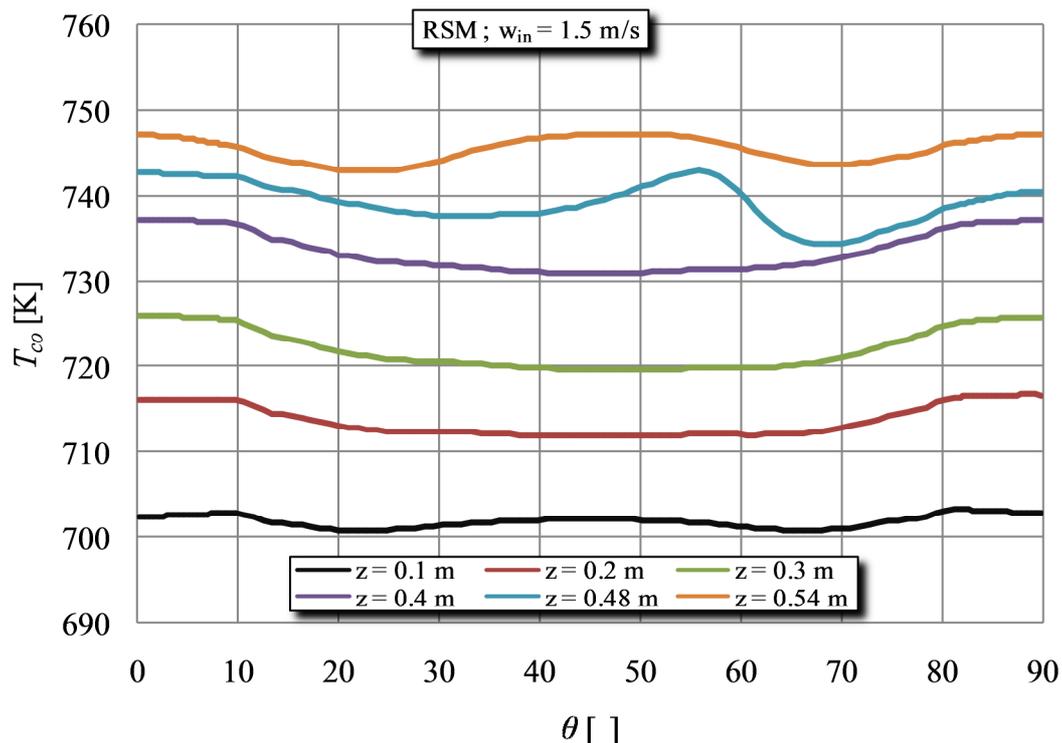
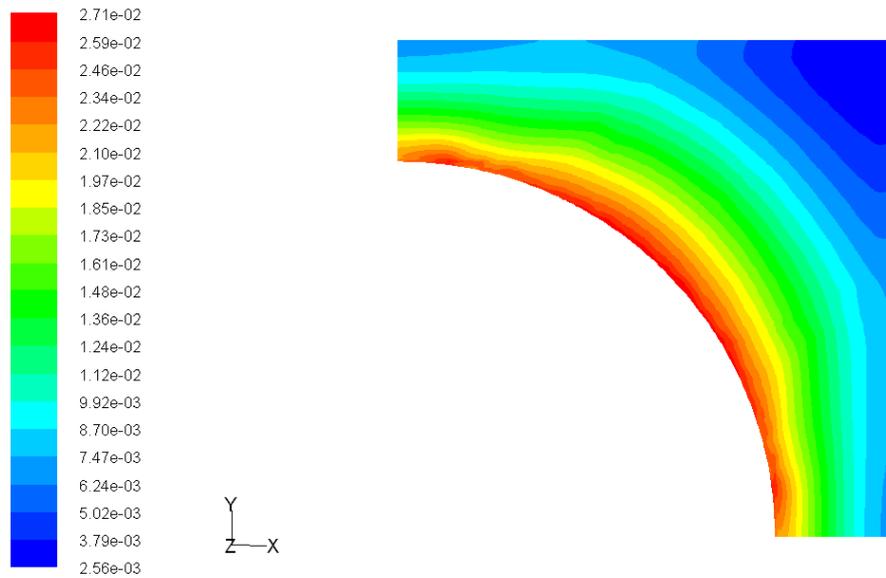


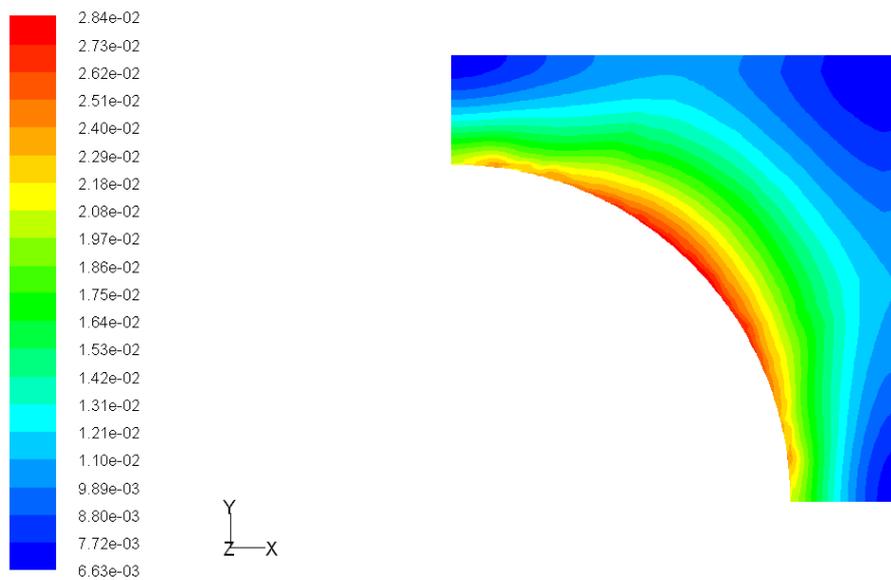
Figura 3.8: Andamenti della temperatura di camicia in varie sezioni trasversali del sottocanale (modello RSM;  $w_{in} = 1.5$  m/s)

Le Figure 3.9 e 3.10 mostrano le distribuzioni di energia cinetica turbolenta  $\kappa$ , rispettivamente, nelle sezioni di coordinata assiale 0.2 e 0.4 m per il modello RNG  $\kappa$ - $\epsilon$ . Si vede chiaramente come nella sezione corrispondente a 0.2 m l'energia cinetica turbolenta nella zona di contatto tra camicia e metallo liquido è uniforme rispetto a quella trovata per la sezione 0.4 m che ha un valore di turbolenza più marcato intorno ai  $45^\circ$  rispetto a quello che si ha a  $0$  e  $90^\circ$ .

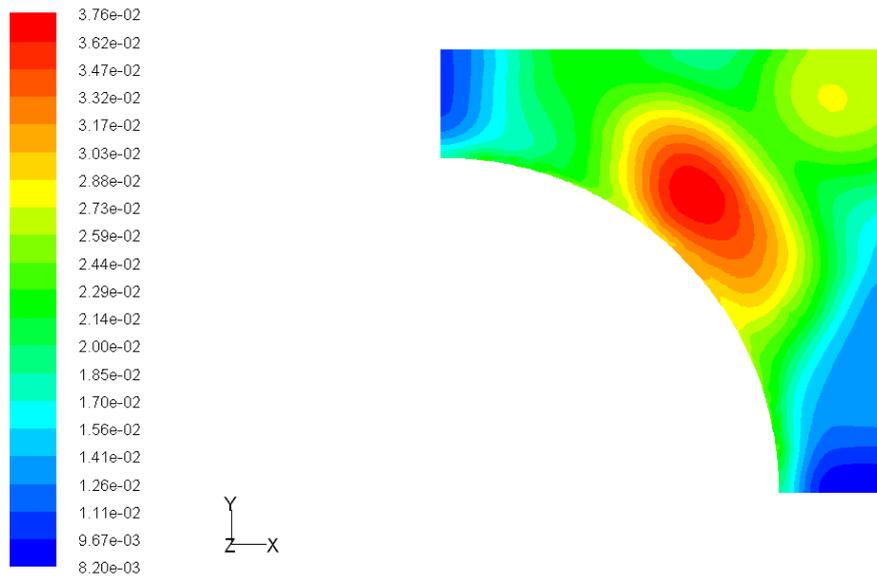
In Figura 3.11 è stata analizzata la distribuzione dell'energia cinetica turbolenta del modello RNG per la sezione corrispondente a 0.54 m, cioè dopo la griglia. Confrontando la Figura 3.11 con la Figura 3.10 (coordinata assiale 0.4 m) si può notare come l'energia cinetica turbolenta lungo la parete ha una distribuzione molto più uniforme nella sezione post-griglia e questo naturalmente è la causa dell'appianamento di temperatura di cui si è parlato precedentemente commentando la Figura 3.7.



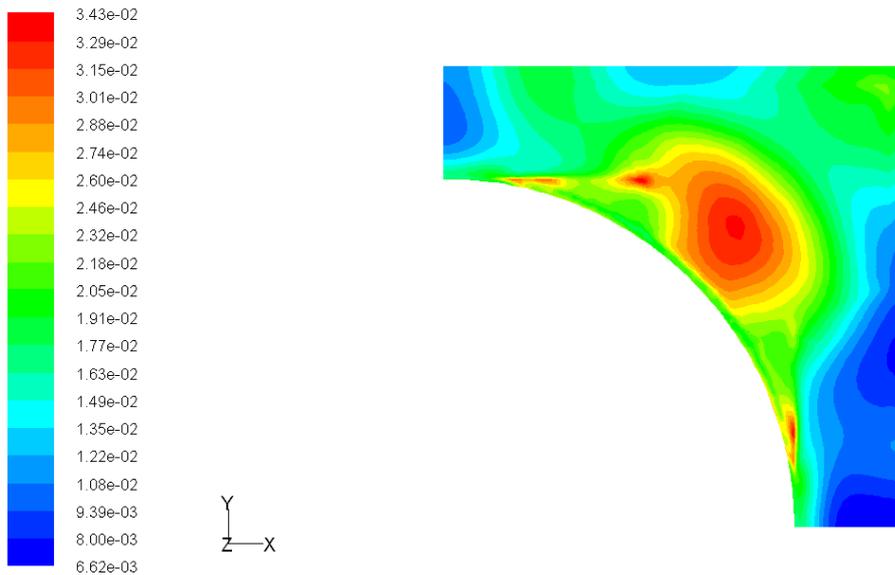
*Figura 3.9:* Distribuzione dell'energia cinetica turbolenta ( $\kappa$ ) nella sezione del sottocanale alla coordinata assiale di 0.2 m (modello RNG k- $\epsilon$ ;  $w_{in} = 1.5$  m/s).



*Figura 3.10:* Distribuzione dell'energia cinetica turbolenta ( $k$ ) nella sezione del sottocanale alla coordinata assiale di 0.4 m (modello RNG k- $\epsilon$ ;  $w_{in} = 1.5$  m/s).



*Figura 3.11:* Distribuzione dell'energia cinetica turbolenta ( $k$ ) nella sezione del sottoc canale alla coordinata assiale di 0.54 m (modello RNG  $k$ - $\epsilon$ ;  $w_{in} = 1.5$  m/s).

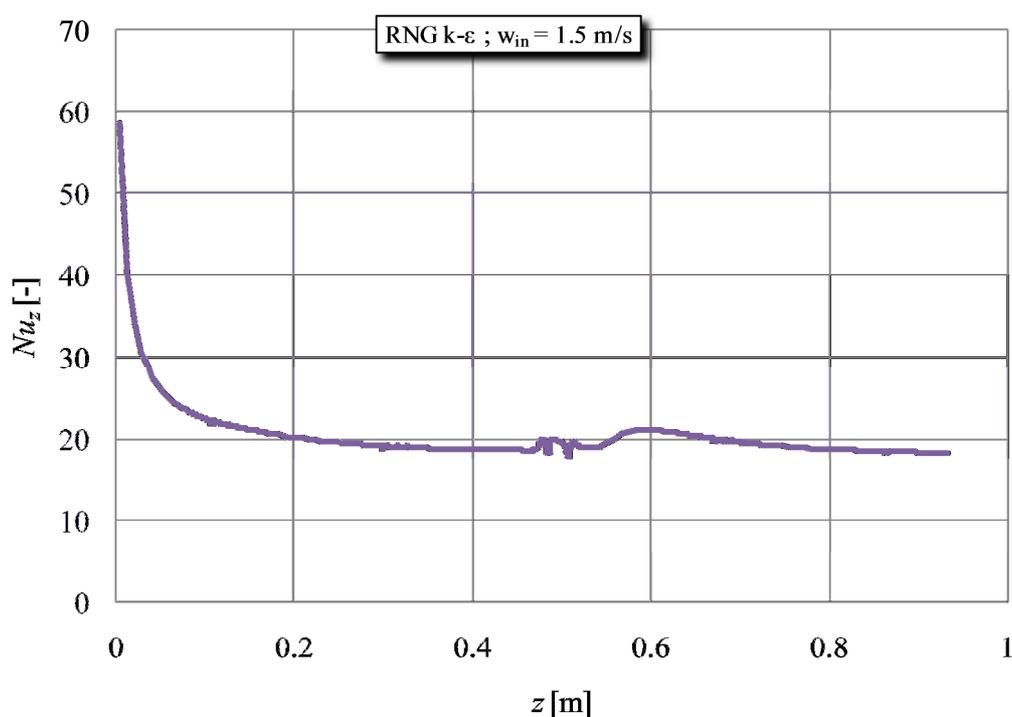


*Fig. 3.12:* Distribuzione della intensità di turbolenza nella sezione del sottoc canale alla coordinata assiale di 0.54 m (modello RSM;  $w_{in} = 1.5$  m/s).

### 3.2 Distribuzione del coefficiente di scambio termico locale

Il coefficiente di scambio termico locale è stato ricavato dalla legge di Newton sulla base del flusso termico imposto alla parete e dell'andamento assiale della differenza di temperatura tra parete scaldante e metallo liquido.

In Figura 3.13 è riportato l'andamento assiale del coefficiente di scambio termico adimensionalizzato, in termini del numero di Nusselt, per il modello RNG k- $\epsilon$ . Essendo pressoché costante la conducibilità termica del piombo lungo il sottocanale, l'andamento assiale del numero di Nusselt riproduce praticamente l'andamento del coefficiente di scambio termico convettivo.

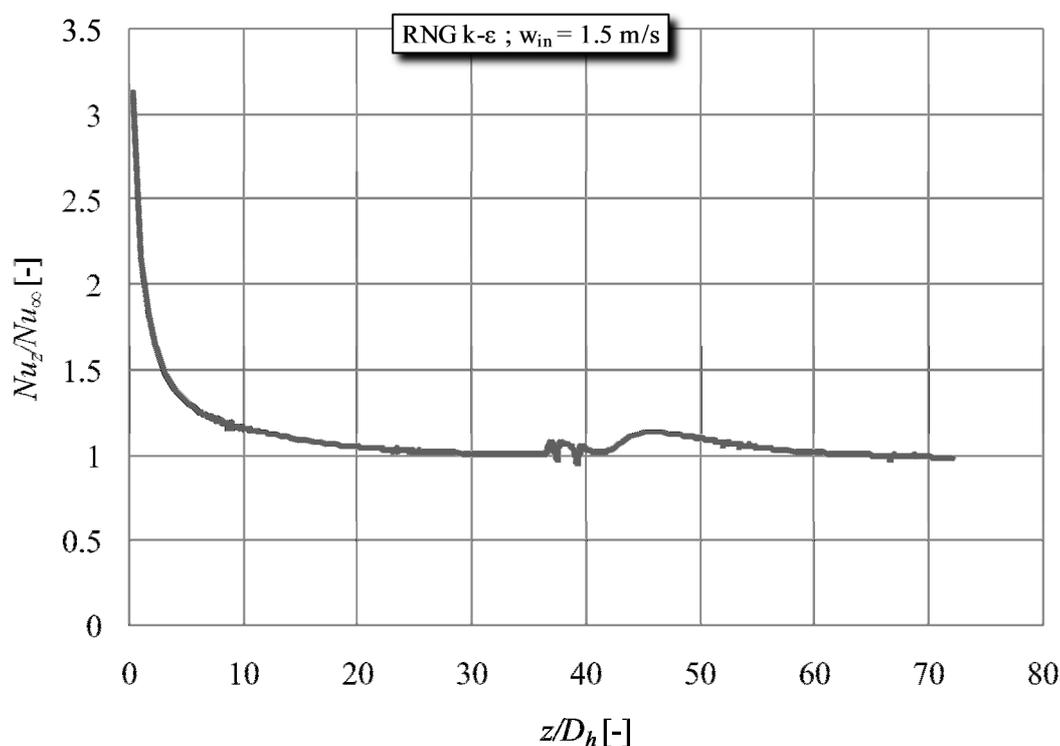


*Figura 3.13:* Andamento del numero di Nusselt locale in funzione della coordinata assiale (modello RNG k- $\epsilon$ ;  $w_{in} = 1.5$  m/s).

Dalla figura precedente si nota come in prossimità della sezione di ingresso ci sia una diminuzione graduale del numero di Nusselt, dovuta al fatto che il fluido risente per un certo tratto delle condizioni d'imbocco. Il numero di Nusselt tende, all'aumentare della coordinata assiale, ad un valore asintotico pari a circa 18. Nella zona in cui è presente la griglia si notano delle piccole fluttuazioni locali del Nusselt la cui motivazione è già stata descritta nel paragrafo 3.1. E', inoltre, evidente un aumento dello scambio termico nella zona che segue la griglia indotto dall'aumento dei moti turbolenti dovuti alla griglia stessa.

Una diversa forma dell'andamento del numero di Nusselt locale è quello riportato in Figura 3.14. Questo grafico è importante in quanto consente di confrontare i risultati ottenuti nel presente lavoro con quelli provenienti da altri studi fatti sui reattori veloci raffreddati a metalli liquidi, come ad esempio quello eseguito recentemente dai russi sul reattore di tipo BREST [8].

Dalla Figura 3.14 si evince che è necessario un tratto di sottocanale pari a circa 30 diametri idraulici affinché il fluido possa sviluppare il proprio moto. Tale distanza risulta essere inferiore a quella che intercorre tra due grigliette consecutive; in tal modo, l'effetto di ogni griglietta può essere considerato indipendente dalle altre.



*Figura 3.14:* Andamento del rapporto del numero di Nusselt locale e del numero di Nusselt asintotico in funzione del rapporto tra la coordinata assiale e il diametro idraulico (modello RNG k- $\epsilon$ ;  $w_{in} = 1.5$  m/s).

In figura 3.15 è riportato l'andamento del numero di Nusselt locale in funzione della coordinata assiale per entrambi i modelli di turbolenza utilizzati nel presente lavoro. A parità di condizioni al contorno e coordinata assiale il modello di turbolenza RSM predice un valore del coefficiente di scambio termico locale sensibilmente più alto del modello RNG k- $\epsilon$ .

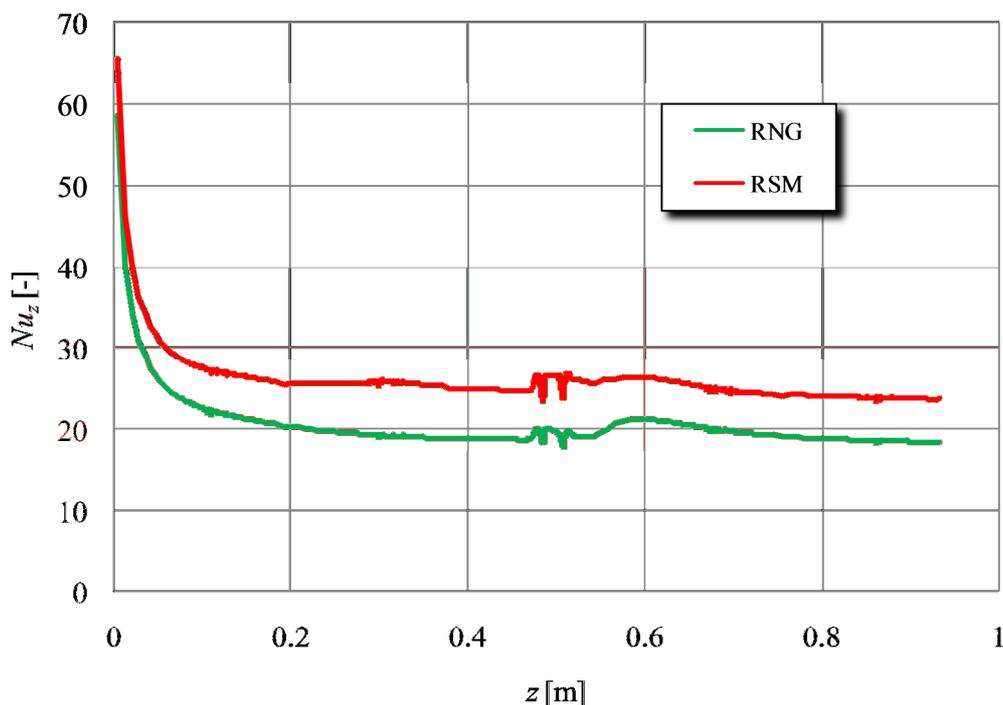


Figura 3.15: Andamento del numero di Nusselt locale in funzione della coordinata assiale (modello RNG k-ε e modello RSM;  $w_{in} = 1.5$  m/s).

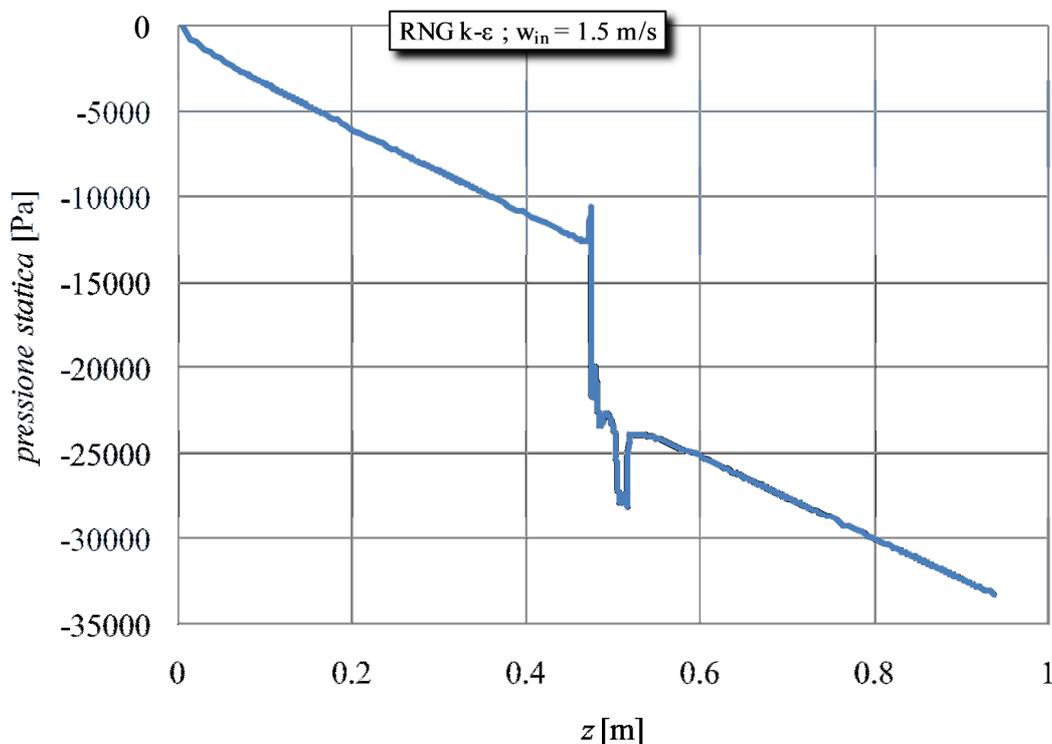
### 3.3 Perdite di carico

Si è provveduto, inoltre, ad un'analisi delle perdite di carico lungo un sottocanale dell'elemento di combustibile del reattore ELSY.

Il grafico in Figura 3.16 mostra l'andamento della pressione statica (in Pa) in funzione della coordinata assiale ottenuto con il modello di turbolenza RNG k-ε. La pressione statica fornita dal codice Fluent è uguale alla pressione effettiva depurata del carico gravimetrico e della pressione "operativa" (pressione fissata in un particolare punto del domino).

Come si può notare dalla Figura 3.16 la pressione diminuisce gradualmente con l'aumentare della coordinata assiale fino a che il piombo non incontra la griglia spaziatrice. All'ingresso del tratto con la griglia si osserva un rapido aumento di pressione, tipico di un brusco restringimento di sezione, con una successiva diminuzione prodotta dall'aumento della velocità del fluido e dalla presenza di perdite di carico localizzate in tale regione. All'uscita dalla griglia la situazione è analoga a quella precedente seppure inversa, con un aumento della pressione dovuto alla riduzione di velocità, e con una successiva diminuzione graduale di pressione per il restante tratto di sottocanale, dovuta alle perdite di carico distribuite.

In conclusione, il salto di pressione nella griglia è una perdita di carico concentrata mentre il salto di pressione che si ha al di fuori della griglia è una perdita di carico distribuita e dovuta solamente al moto del fluido.



*Figura 3.16:* Andamento della pressione statica (depurata dal carico gravimetrico e della pressione operativa) in funzione della coordinata assiale  $z$  (modello RNG k- $\epsilon$ ;  $w_{in} = 1.5$  m/s).

Considerando che la caduta di pressione a cavallo della griglietta risulta essere pari a circa 11000 Pa, è stato possibile determinare il coefficiente di perdita di carico concentrata  $K$  tramite la classica formula:

ottenendo un valore pari a circa 0.93.

## 4. CONCLUSIONI

I risultati ottenuti nel presente lavoro hanno ampliato la conoscenza sugli effetti dovuti alla presenza di un certo tipo di grigliette spaziatrici nell'elemento di combustibile previsto per il reattore veloce a metallo liquido ELSY.

Per lo svolgimento delle simulazioni mediante il codice di CFD Fluent sono stati utilizzati solamente due tipi di modelli di turbolenza, il modello ad alto numero di Reynolds  $k-\epsilon$  RNG (ReNormalization Group) e il modello anisotropo a 7 equazioni RSM (Reynolds Stress Model).

Tra i due modelli, a parità di Prandtl turbolento ( $Pr_t$ ), i migliori profili di temperatura li ha dati l'RNG che mantiene un valore del  $Pr_t$  pari a 0.85 (valore di default del codice). Il modello RSM invece è stato utilizzato principalmente per avere un riscontro sui valori ottenuti con l'RNG, infatti non rende profili perfetti della temperatura e delle velocità ed in genere viene utilizzato principalmente per predire i flussi secondari trasversali.

Per quanto riguarda il trattamento alla parete è stato utilizzato solamente il modello "wall function" il quale è impostato di default nel codice di calcolo, senza approfondire ulteriormente l'argomento.

È stato analizzato il sottocanale di un elemento di combustibile a geometria quadrata con barrette di diametro uguale a 10.5 mm e rapporto  $P/D$  di 1.323.

L'analisi ha mostrato una variazione della temperatura di camicia al variare della coordinata azimutale, questa variazione è dovuta al fatto che nelle zone dove la sezione di passaggio del piombo è inferiore (cioè dove due barrette del reticolo sono più vicine) si ha anche una refrigerazione peggiore. Il fenomeno si accentua andando verso coordinate assiali maggiori fino ad essere massimo (15 - 16 °C) nel punto in cui il piombo non risente più degli effetti d'imbocco. Successivamente quando il fluido termovettore attraversa la zona di griglia la differenza di temperatura si restringe fino a 5/6 °C questo perché la griglia essendo un ostacolo tende a creare turbolenza e quindi ad uniformare i gradienti termici.

La distribuzione di temperatura al variare della coordinata assiale  $z$  è stata predetta dal codice come pensata in linea teorica, infatti la temperatura di bulk del piombo aumenta costantemente in seguito al fatto che il flusso è stato imposto costante su tutta la barretta. La temperatura di camicia ha un andamento non lineare in virtù del fatto che la sua refrigerazione risente inizialmente delle perdite d'imbocco e poi successivamente dal passaggio del fluido nella zona di griglia, l'unico punto in cui il suo andamento è lineare è quando il piombo ha

sviluppato il proprio moto e la differenza di temperatura fra la griglia ed il fluido si mantiene sui 28 °C.

In seguito alle distribuzioni di temperatura è stato anche analizzato il coefficiente di scambio termico nella sua forma adimensionale rappresentata dal numero di Nusselt in funzione del rapporto fra coordinata assiale e diametro idraulico. L'analisi in primo luogo ha aiutato a conoscere come in questo tipo di canale ci sia bisogno di una distanza pari a circa 30 diametri idraulici affinché il fluido non risenta più degli effetti d'imbocco e sviluppi pienamente il proprio moto, in secondo luogo si è notato come le griglie aumentino lo scambio termico nel loro immediato seguito fra camicia e fluido termovettore con un aumento del numero di Nusselt locale rispetto a quello asintotico di circa il 30%.

Il lavoro si è anche preposto di capire quali sono gli effetti delle griglie sulla pressione del fluido, per fare questo il codice ha reso i valori della pressione statica epurata dal carico gravimetrico in funzione della coordinata assiale. Si è notato come la griglia riesca a produrre una perdita concentrata di 11000 Pa che è pari a circa la metà delle perdite distribuite su tutto il resto del sottocanale.

Secondo i dati presi in letteratura da altri studi sul reattore ELSY [3] si è visto che la perdita di carico ammissibile nel core del reattore deve essere inferiore a 100000 Pa, valori che il presente lavoro hanno rispettato ampiamente, riscontrando una perdita complessiva nel sottocanale di circa 35000 Pa.

## **BIBLIOGRAFIA APPENDICE A**

- [1] Fluent Inc. - “Fluent 6.3 User’s Guide”.
- [2] L.Cinotti - “Reactor Assembly preliminary Configuration”(2008)
- [3] Laltu Chandra, Ferry Roelofs - “Neutronic and Thermal Hydraulic Analyses of ELSY Nuclear Reactor Core” (HeLiMeRT I, 20-22nd April 2009, SCK-MOL, Belgium April 2009).
- [4] Michele Marchetti (Uni. Bologna, ENEA) - “Analisi CFD del comportamento termoidraulico del nocciolo per il reattore raffreddato a piombo ELSY”
- [5] Donato Rosa (Uni. Pisa DIMNP) - “Analisi di CFD degli elementi di combustibile per reattori nucleari refrigerati a metallo liquido”.
- [6] Ansaldo Nucleare - “ELSY square fuel assembly outline” (Luglio 2007)
- [7] Fluent Inc. - “GAMBIT 2.3 User’s Guide”.
- [8] A.D. Efanov, A.V. Zhukov, A Kuzina, A.P. Sorokin - “Experimental and computational study on core thermohydraulics of BREST-type reactors (lead cooling)”+