



**UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE**

**FACOLTA' DI**

**Dipartimento Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche**

**Corso di Laurea triennale INGEGNERIA MECCANICA**

**Analisi termofluidodinamica degli scambiatori di calore con micro canali**

**Thermo-fluid dynamics analysis of heat exchangers with micro channels**

Relatore: Chiar.mo/a

Prof. Di Nicola Giovanni

Tesi di Laurea di:

Monceri Federico

A.A. 2020 / 2021

# Indice

1. Introduzione
2. Trasferimento di calore
3. Conduzione
  - 3.1 Le condizioni iniziali e quelle al contorno
  - 3.2 Conduzione stazionaria e non stazionaria
    - 3.2.1 Analogia elettrotermica
    - 3.2.2 Coefficiente di scambio termico globale o trasmittanza
4. Convezione
5. Numeri adimensionali e significato fisico
6. Scambiatori di calore
  - 6.1. Equazioni per scambiatori di calore
  - 6.2. Esempi di scambiatori di calore attraverso micro canali
    - 6.2.1 Studio sperimentale del flusso e delle prestazioni del trasferimento di calore in scambiatori di calore a micro canali con cavità
      - 6.2.1.1 Preparazione sperimentale
      - 6.2.1.2 Risultati e discussione
      - 6.2.1.3 Conclusioni
    - 6.2.2 Indagine sperimentale sulla meccanica dei fluidi negli scambiatori di calore a micro canali
      - 6.2.2.1 Introduzione e presentazione del problema
      - 6.2.2.2 Preparazione sperimentale e materiali
      - 6.2.2.3 Contesto e definizioni
      - 6.2.2.4 Conclusioni
7. Introduzione al dissalatore
8. Introduzione CFD
9. Analisi CFD
10. Risultati analisi CFD
11. Conclusioni

# 1. Introduzione

Questa tesi ha come obiettivo quello di valutare la termofluidodinamica degli scambiatori di calore, riguardanti un brevetto di un dissalatore, al variare di alcuni parametri geometrici ed operativi mediante analisi CFD. In collaborazione con il gruppo di ricerca di tale progetto ho svolto diverse analisi CFD allo scopo di definire la configurazione che possa rappresentare il miglior compromesso costi-prestazioni e di comprendere più nel dettaglio la fluidodinamica e i meccanismi di scambio termico all'interfaccia. Nella prima parte della tesi darò la definizione di trasferimento di calore, i vari modi di trasferire il calore ed illustrerò quelle che sono le equazioni da utilizzare nel caso del flusso e del trasferimento di calore in scambiatori di calore attraverso canali di sezione regolare. Nella seconda parte invece mostrerò alcuni esempi di flusso e di trasferimento di calore in uno scambiatore di calore attraverso micro canali, illustrando inoltre una possibile geometria.

## 2. Trasferimento di calore

Lo scambio termico avviene attraverso la superficie del volume di controllo ogni qualvolta vi è una differenza di temperatura tra l'ambiente e la superficie. Le modalità fisiche con cui avviene questo trasferimento di energia sono diverse; in genere ci sono tre modalità di scambio termico: conduzione, convezione ed irraggiamento, ma noi ci soffermeremo solamente sui primi due metodi.

## 3. Conduzione

La conduzione è un processo mediante il quale il calore fluisce da una regione a temperatura maggiore a una regione con temperatura inferiore; per spiegare meglio il fenomeno consideriamo un gas macroscopicamente in quiete racchiuso in un recipiente in cui le due pareti, poste orizzontalmente sono a temperatura diversa, con la parete superiore a temperatura maggiore, mentre le altre pareti sono adiabatiche. Le molecole vicino alla parete calda hanno una temperatura (e quindi un'energia cinetica) maggiore; il loro moto avviene casualmente in tutte le direzioni, quindi prima o poi collideranno con le molecole a temperatura più bassa trasferendo a queste parte della loro energia. In tal modo vi è un trasferimento di energia dalla parete calda a quella fredda. Sperimentalmente si vede che il flusso termico è proporzionale al gradiente di temperatura e non alla differenza di temperatura. La conduzione può avvenire attraverso tre mezzi: solido, liquido e aeriforme; attraverso i mezzi non solidi è sempre accompagnata dalla convezione. Nei solidi il meccanismo della conduzione dipende dal tipo di materiale:

- Nei materiali con struttura reticolare la trasmissione termica dipende dalle vibrazioni degli atomi costituenti il reticolo.
- Nei materiali conduttori, invece, la trasmissione termica dipende dal movimento degli elettroni liberi.

Dall'esperienza si è ricavata una legge fenomenologica, detta legge di Fourier. La legge di Fourier in condizioni monodimensionali assume la forma:

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx}$$

dove:

- $q_x$  è la potenza termica trasmessa in direzione x
- $k$  è il coefficiente di conducibilità termica
- $A$  è l'area della superficie di scambio termico

Il segno meno indica semplicemente che il calore viene trasferito in direzione opposta a quella del gradiente di temperatura. [2]

### 3.1. Le condizioni iniziali e quelle al contorno

La soluzione dell'equazione della conduzione applicata ad una determinata geometria porterebbe a infinite soluzioni. Per ottenere l'effettiva soluzione dobbiamo imporre, sia la temperatura del corpo all'istante iniziale  $\tau_0$ , sia le condizioni della superficie di controllo negli istanti successivi. La condizione iniziale sarà:

$$T = T(x, y, z, \tau_0) \quad (2)$$

Le condizioni al contorno sono di solito di tre tipi:

1) Condizione di primo tipo, o di Dirichlet: è nota la temperatura sulla superficie di controllo.

$$T_s = T(x, y, z, \tau_0) \quad (3)$$

Se la temperatura è uniforme e costante nel tempo la (3) si semplifica nella:

$$T_s = \text{cost} \quad (4)$$

2) Condizione di secondo tipo, o di Neumann: si conosce sulla superficie di controllo, in ogni istante la derivata della temperatura in direzione normale. Questo, da un punto di vista fisico, equivale per la legge di Fourier a conoscere in ogni punto ed in ogni istante il flusso termico.

$$q_s'' = -k \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_s \quad (5)$$

Il caso più semplice è quello di flusso costante nello spazio e nel tempo; per cui la (5) si semplifica in:

$$(6)$$

$$q_s'' = cost$$

Una condizione particolare della (6) è quella di adiabaticità della superficie di controllo per la quale  $q_s'' = 0$

3) Condizione di terzo tipo. La derivata della temperatura in direzione normale alla superficie di controllo è proporzionale alla temperatura della superficie stessa. Fisicamente significa imporre una condizione di scambio convettivo sulla superficie di controllo. [2]

$$q_s'' = -k \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_s = h(T_s - T_\infty) \quad (7)$$

## 3.2. Conduzione stazionaria e non stazionaria

Esistono due tipi di conduzione: una stazionaria e una non stazionaria. Nel caso stazionario si ha che il flusso di calore attraverso un corpo è costante; per esempio nel caso di una lastra la condizione di regime stazionario si ottiene mantenendo costanti le due temperature sulle superfici: in questo modo ogni punto della lastra raggiunge una propria temperatura costante nel tempo, e tutto il calore che entra nella lastra è uguale a quello che esce.

### 3.2.1. Analogia elettrotermica

L'analogia elettrotermica è un metodo molto usato per risolvere problemi relativi alla conduzione; si basa sull'osservazione che molti fenomeni fisici, pur essendo completamente diversi, presentano delle equazioni formalmente uguali. Se noi valutiamo l'equazione di Fourier nel seguente modo:

$$q_x = \frac{kA}{L} (T_{s1} - T_{s2}) = \frac{kA}{L} \Delta T \quad (8)$$

Si può notare un'analogia con la legge di Ohm, infatti se alla potenza sostituiamo l'intensità di corrente, alle temperature i potenziali e al termine  $\frac{kA}{L}$  la resistenza elettrica otteniamo:

$$i = \frac{1}{R} \Delta V \quad (9)$$

Che rappresenta effettivamente la legge di Ohm. Possiamo quindi definire una potenza termica  $R_t$  come:

$$(10)$$

$$R_t = \frac{L}{kA}$$

Il concetto di analogia può venir esteso anche allo scambio termico convettivo. In questo caso la resistenza termica vale: [2]

$$R_t = \frac{1}{hA} \quad (11)$$

### 3.2.2. Coefficiente di scambio termico globale o trasmittanza

Un aspetto molto importante della conduzione stazionaria è il coefficiente di scambio termico globale,  $U$  che viene usato al posto della resistenza totale nei sistemi composti; è espressa in  $\left[\frac{W}{Km^2}\right]$  e viene definita tramite un'espressione analoga alla legge di Newton:

$$q_x = UA(T_{\infty,1} - T_{\infty,2}) = UA\Delta T \quad (13)$$

Risulta quindi che:

$$UA = \frac{1}{R_{tot}} \quad (14)$$

La trasmittanza a differenza della resistenza termica dipende dal sistema in modo univoco, la trasmittanza dipende dalla scelta dell'area di riferimento. [2]

## 4. Convezione

Esistono due tipi di convezione: naturale e forzata. La trasmissione del calore per convezione naturale ha luogo ogni qualvolta che un corpo viene posto in un fluido che si trovi ad una temperatura maggiore o minore di quella del corpo stesso. A causa della differenza di temperatura, si ha un flusso di calore tra il corpo ed il fluido che provoca variazioni nella densità degli strati fluidi prossimi alla superficie del corpo; se il movimento del fluido è dovuto unicamente alle differenze di densità causate dai gradienti di temperatura, senza l'intervento di pompe o ventilatori, il meccanismo di trasmissione del calore viene detto convezione naturale o libera. Nella convezione libera ed in quella forzata i moti convettivi trasferiscono l'energia interna del fluido in modo essenzialmente analogo; tuttavia, nella convezione libera l'intensità dei moti di mescolamento è generalmente minore e perciò i coefficienti di scambio termico sono inferiori che nella convezione forzata. La convezione forzata può essere rappresentata in moti di fluidi entro tubi, condotti, in moti di fluidi esterno a tubi o condotte, moto di fluidi esterno a superfici. Il riscaldamento ed il raffreddamento di fluidi che scorrono all'interno di condotti sono tra i più importanti processi di scambio termico. Il progetto e l'analisi di qualsiasi scambiatore di calore richiedono la conoscenza del coefficiente di scambio termico tra le pareti del condotto ed il fluido che scorre all'interno; le dimensioni dei bollitori, degli economizzatori, dei surriscaldatori e dei preriscaldatori dipendono notevolmente dalla conduttanza convettiva unitaria tra la superficie interna dei tubi ed il fluido; nel progetto di impianti di condizionamento e di

refrigerazione è necessario valutare coefficienti di scambio termico per i fluidi che scorrono all'interno dei condotti. La convezione può essere quantificata usando un coefficiente di convezione  $h$  definito dalla relazione empirica [3]

$$q = h(T_p - T_\infty) \quad (15)$$

La quantità  $q$  rappresenta il flusso di calore,  $T_p$  la temperatura della superficie solida e  $T_\infty$  è la temperatura del fluido (in un punto lontano dalla superficie).

Si nota immediatamente che questa definizione non è corretta in quanto  $h$  è definito come “coefficiente” pur non essendo una grandezza adimensionale

$$[h] = \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Il coefficiente di convezione non è una quantità costante ma dipende dalla geometria della superficie, dalla velocità, dalle proprietà fisiche del fluido e spesso anche dalle differenze di temperatura.

Tuttavia, volendo conoscere la potenza complessiva scambiata, risulta più comodo introdurre il suo valore medio  $\bar{h}$

$$\dot{Q} = \bar{h}S(T_p - T_\infty) \quad (16)$$

dove abbiamo definito con  $S$  la superficie della parete solida e con  $\dot{Q}$  la quantità di calore scambiata.

Il coefficiente di convezione medio (o valore integrale del coefficiente di convezione)  $\bar{h}$  è dato dalla relazione:

$$\bar{h} = \frac{1}{S} \int_S h \cdot dS \quad (17)$$

Per ricavare il coefficiente di convezione  $h$  si fa ricorso all'Analisi Dimensionale, cioè la scienza che studia i fenomeni delle analogie. Essa afferma che una equazione matematica scritta con variabili adimensionate risulta indipendente dal problema fisico considerato e perciò può essere utilizzata per descrivere molteplici fenomeni. Più nel dettaglio occorre utilizzare il noto teorema di Buckingham che permette di ricavare il numero di gruppi adimensionali indipendenti necessari ad esprimere le relazioni che descrivono un fenomeno. Secondo questo teorema infatti la soluzione di un'equazione fisica dimensionalmente omogenea è sempre esprimibile nella forma

$$\Phi(N_1, N_2, N_3, \dots) = 0 \quad (18)$$

Dove  $N_1, N_2, N_3, \dots$  sono i raggruppamenti adimensionali indipendenti ottenibili con le variabili e le costanti che compaiono nell'equazione da risolvere. Inoltre il numero di raggruppamenti adimensionali indipendenti è uguale alla differenza tra il numero di variabili adimensionate che descrivono il fenomeno e il numero di equazioni che le legano tra loro. Cerchiamo la soluzione di un problema in condizioni di convezione mista e moto turbolento e di voler calcolare  $h$  locale. In questo caso secondo il teorema i numeri primi indipendenti (gruppi adimensionali) sono quattro. Adimensionalizzando le 5 equazioni (di Navier, Fourier e di continuità) che regolano i moti convettivi, si ricavano 5 variabili adimensionali; perciò si può dedurre che esiste una relazione che esprime uno di questi numeri in funzione degli altri. Tradizionalmente si predilige prendere come variabili indipendenti i numeri puri:

$$Nu, Re, Gr, Pr, \frac{x}{L} \quad (19)$$

e come numero dipendente dagli altri il numero di Nusselt  $Nu$ , da cui la relazione di legame

$$Nu = f\left(Re, Gr, Pr, \frac{x}{L}\right) \quad (20)$$

Il numero di Nusselt esprime il coefficiente di convezione adimensionato. Esso non può assumere valori arbitrari ma, fissati gli altri raggruppamenti, esso vale

$$Nu = \frac{hL}{\lambda_{fluido}} \quad (21)$$

dove  $L$  rappresenta la lunghezza caratteristica del problema,  $h$  il coefficiente di convezione locale e  $\lambda_{fluido}$  la conducibilità del fluido. A questo punto per ricavare il coefficiente di convezione basta trovare il legame funzionale  $f\left(Re, Gr, Pr, \frac{x}{L}\right)$  e sostituirlo nell'equazione precedente.

Sperimentalmente si è ricavata la formula generica

$$Nu = C Re^a Pr^b Gr^c \left(\frac{x}{L}\right)^d \quad (22)$$

Dove la costante  $C$  e gli esponenti  $a, b, c, d$ , sono da determinare in base alla particolare situazione geometrica, termica e dinamica. La variabile adimensionale indipendente si chiama ascissa adimensionale ed è un parametro addizionale in cui figurano la coordinata  $x$  e la lunghezza caratteristica  $L$ ; esso indica in che punto della geometria mi trovo. Si nota inoltre la ristretta gamma

di validità di questa formula che, proprio per legami di tipo unicamente esponenziale, è utilizzabile solo per alcuni tratti. [4]

## 5. Numeri adimensionali e significato fisico

Il numero adimensionale  $Re$  è il numero di Reynolds. Esso è espresso dalla relazione:

$$Re = \frac{wL}{\nu} \quad (23)$$

dove:  $w$  è la velocità media con cui viene spinto il fluido. In convezione naturale  $w=0$

$\nu$  è la velocità cinetica

In pratica  $Re$  misura il rapporto tra le forze d'inerzia (quantità di moto) e le forze di attrito viscoso. Il secondo numero è il numero di Grashof

$$Gr = \frac{g\beta L^3 (T_p - T_\infty)}{\nu^2} \quad (24)$$

dove  $g$  è l'accelerazione di gravità e  $\beta$  il coefficiente di dilatazione termica. Il numero di Grashof esprime il rapporto tra le forze di galleggiamento (ascensionali) e le forze viscoso. Il coefficiente  $\beta$  indica la variazione di volume specifico in rapporto alla variazione di tempo a pressione costante

$$\beta = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT} \quad (25)$$

Per ultimo abbiamo il numero di Prandtl:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (26)$$

dove con  $a$  abbiamo indicato la diffusività:

$$a = \frac{\lambda}{\rho c} \quad (27)$$

$c$  è il calore specifico

Con il numero di Prandtl si esprime l'importanza che ha la diffusione delle forze di attrito rispetto alla diffusione termica intendendo per una diffusione una propagazione spaziale; in pratica  $Pr$  indica la tendenza di un fluido a trasportare quantità di moto piuttosto che calore. [4]

## 6. Scambiatori di calore

Si definisce scambiatore di calore un dispositivo che consenta lo scambio di energia termica fra un fluido a temperatura maggiore ed un fluido a temperatura minore. Gli scambiatori di calore sono tra i componenti termodinamici maggiormente diffusi e sono utilizzati in una vastissima gamma di applicazioni, dalla scala minima (ad es. batterie di scambio termico negli impianti di climatizzazione) fino alla massima (ad es. batterie di scambio termico in impianti motori, operatori ed industriali in genere), sono caratterizzati da scambi termici non nulli ( $\dot{Q} \neq 0$ ) e superfici anergodiche ( $\dot{L} = 0$ ). Esistono diversi tipi di scambiatori di calore classificabili in base ai materiali costruttivi, alla tipologia dei fluidi evolventi e dal disegno termo fluidodinamico. Il metodo più semplice con cui è possibile realizzare uno scambio termico fra due fluidi è quello di utilizzare due tubazioni coassiali, facendo scorrere il primo fluido nel tubo interno ed il secondo nella zona anulare compresa fra il tubo interno ed il tubo esterno, questo tipo di scambiatore viene denominato a tubi coassiali. Nello scambiatore esisterà sempre una certa differenza di temperatura tra un fluido a temperatura più alta detto fluido caldo e uno a temperatura più bassa detto fluido freddo, favorendo il trasferimento di energia termica dal primo al secondo. Per questo scambiatore di calore si potranno avere due condizioni di flusso: una in cui i due fluidi scorrono nella stessa direzione e nello stesso verso (in equicorrente,) Figura 1 e una seconda in cui i fluidi hanno stessa direzione ma verso opposto (in controcorrente) Figura 2.

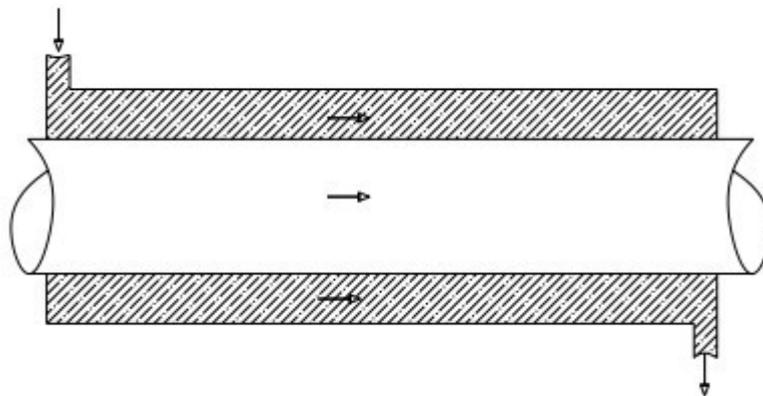


Figura 1: Scambiatore di calore coassiale in equicorrente

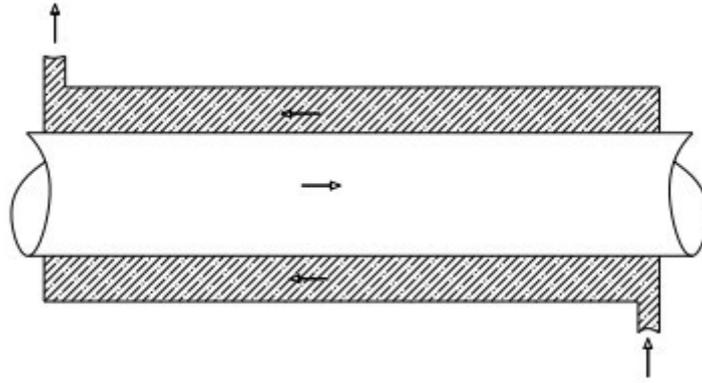


Figura 2: Scambiatore di calore in controcorrente

Molto più diffuso, invece, è lo scambiatore a tubi e mantello rappresentato in Figura 3, in cui un fascio tubiero è installato all'interno di un recipiente. Il fluido caldo (o freddo) scorre all'interno dei tubi mentre quello freddo (o caldo) evolve fra la superficie interna del recipiente e la superficie esterna delle tubazioni. Sono costituiti da 3 parti fondamentali: testata di ingresso; fascio tubiero e mantello (corpo centrale); testata di uscita. La testata di ingresso ha il compito di indirizzare il fluido nei tubi. Nel corpo centrale sono disposti i tubi all'interno di un involucro detto Mantello; sono generalmente presenti dei diaframmi che migliorano la turbolenza del fluido che passa all'esterno dei tubi. Per evitare l'uso di scambiatori di dimensioni eccessive si può far passare il fluido più volte lato tubi e/o lato mantello. Volendo far passare due volte lato tubi, basterà inserire un diaframma orizzontale nella testata di ingresso (in questo modo si assicura comunque un'elevata turbolenza del fluido quindi un buon coefficiente di scambio termico). Si possono avere anche più di due passaggi lato tubi (al massimo 8) e generalmente al massimo 4 passaggi lato mantello

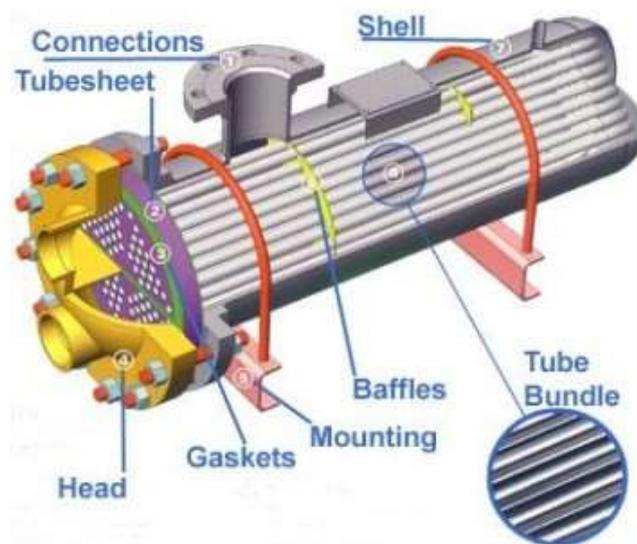


Figura 3: Scambiatore tubi e mantello

Esistono infine gli scambiatori a piastre alettate (Figura 4), detti anche compatti, che realizzano elevatissimi valori del rapporto tra l'area di scambio ed il volume. Sono costituiti da una serie di piastre alettate sulle cui superfici vengono ricavati i canali di flusso che consentono il passaggio dei fluidi caldo e freddo. Ne esistono svariate tipologie in funzione della geometria e della tipologia di piastre. Si utilizzano nel caso in cui i due fluidi siano allo stato aeriforme, in quanto le elevatissime aree di scambio (per unità di volume) compensano i modesti coefficienti di scambio termico degli aeriformi. Gli scambiatori tubo e mantello sono molto utilizzati nel caso in cui entrambi i fluidi si trovino in fase liquida, nel caso in cui i due fluidi si muovano secondo direzioni fra loro ortogonali, si dice che lo scambiatore è a flussi incrociati. In questo caso, il fluido che scorre all'interno dei tubi è detto non mescolato, quello che scorre all'esterno è detto mescolato. [1]

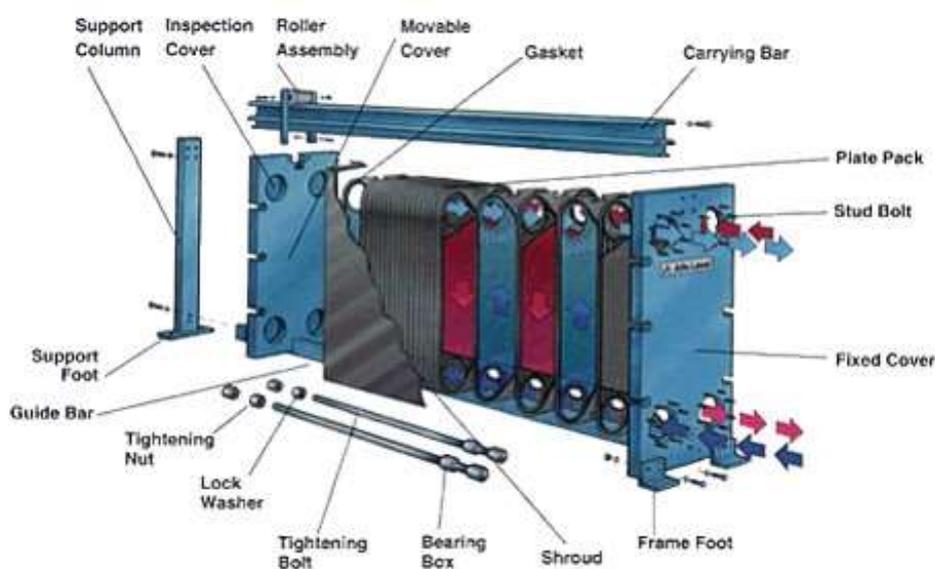


Figura 4: Schema scambiatore di calore a piastre alettate

## 6.1. Equazione per scambiatori di calore

Il calcolo termico consiste nel determinare le caratteristiche principali dello scambiatore di calore come: il carico termico, la portata dei termovettori, la differenza media di temperatura dei termovettori, il coefficiente di trasferimento di calore. Il calcolo di questi parametri avviene tramite l'equazione dell'equilibrio termico. Nello scambiatore di calore si verifica un trasferimento di energia termica da un

flusso tecnologico (del vettore termico) ad un altro, a causa del quale avviene un riscaldamento o un raffreddamento.

$$Q = Q_c = Q_f \quad (28)$$

$Q$  – quantità di calore che il vettore termico può fornire o ricevere [W],

Da cui:

$$Q_{cal} = G_{cal}c_{cal} \cdot (t_{calin} - t_{calfin}) \quad e \quad Q_f = G_{fr}c_{fr} \cdot (t_{frfin} - t_{frin}) \quad (29)$$

Dove:

$G_{cal,fr}$  – portata del vettore termico caldo o freddo  $\left[\frac{Kg}{h}\right]$

$c_{cal,fr}$  – calore specifico del vettore termico caldo e freddo  $\left[\frac{J}{Kg \cdot grad}\right]$

$t_{cal,fr in}$  – temperatura iniziale del vettore termico caldo e freddo  $[^{\circ}C]$

$t_{cal,fr fin}$  – temperatura finale del vettore termico caldo e freddo  $[^{\circ}C]$

Vale la pena notare che la quantità di calore trasmissibile/ricevibile dipende dallo stato di aggregazione dei termovettori. Se nel processo di trasferimento del calore lo stato non cambia, allora il calcolo viene effettuato secondo la formula riportata sopra. Nel caso in cui uno o tutti e due i vettori termici cambiassero stato di aggregazione (riscaldamento a vapore), allora il calcolo della quantità di calore trasmissibile e ricevibile viene calcolata secondo la seguente formula:

$$Q = Gc_v \cdot (t_v - t_{nas}) + Gr + Gc_c \cdot (t_{nas} - t_c) \quad (30)$$

Dove:

$r$  – calore della condensazione  $\left[\frac{J}{Kg}\right]$

$c_{v,c}$  – calore specifico del vapore e del condensato  $\left[\frac{J}{Kg \cdot grad}\right]$

$t_c$  – temperatura del condensato all'uscita dall'apparato  $[^{\circ}C]$

Si può definire la portata dei termovettori nel seguente modo:

$$G_{cal} = Q/c_{cal}(t_{cal in} - t_{cal fin}) \quad oppure \quad G_{fr} = Q/c_{fr}(t_{fr fin} - t_{fr in}) \quad (31)$$

Nel caso di riscaldamento a vapore, il suo fabbisogno si trova secondo la formula:

$$G_{\text{vapore}} = \frac{Q}{Gr} \quad (32)$$

Dove:

G – portata appropriata per il vettore termico  $\left[\frac{kg}{h}\right]$

Q – quantità di calore [W];

c – calore specifico dei termovettori  $\left[\frac{J}{kg \cdot grad}\right]$

r – calore di condensazione  $\left[\frac{J}{Kg}\right]$

$t_{\text{cal,fr in}}$  – temperatura iniziale dei termovettori caldo e freddo [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$t_{\text{cal,fr fin}}$  – temperatura finale dei termovettori caldo e freddo [ $^{\circ}\text{C}$ ]

La forza motrice del processo di trasferimento di calore è la differenza tra i vettori termici. Dato che man mano che la temperatura dei flussi cambia, cambia di conseguenza anche la differenza delle temperature, per il calcolo è quindi accettato l'utilizzo del valore medio. La differenza media delle temperature in presenza di un movimento a direzione parallela e controcorrente è calcolata come medio logaritmica:

$$\Delta t_{\text{med}} = \frac{(\Delta t_g - \Delta t_p)}{\ln (\Delta t_g / \Delta t_p)} \quad (33)$$

dove  $\Delta t_g$ ,  $\Delta t_p$  – differenza media, grande e piccola, delle temperature dei vettori termici in uscita e in entrata dell'apparecchio.

In presenza di una corrente trasversale e mista dei termovettori, la definizione avviene con la stessa formula con l'aggiunta di un fattore di correzione  $\Delta t_{\text{cor}} = \Delta t_{\text{med}} \cdot f_{\text{corr}}$

Il coefficiente di trasferimento di calore può essere definito come segue:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{inq}} \quad (34)$$

Nell'equazione:

$\delta_p$  – spessore della parete [mm]

$\lambda_p$  – coefficiente di conducibilità termica del materiale della parete  $\left[\frac{W}{m \cdot \text{grad}}\right]$

$\alpha_{1,2}$  – coefficienti di scambio termico della parte interna ed esterna della parete  $\left[\frac{W}{m^2 \cdot \text{grad}}\right]$

$R_{\text{inq}}$  – coefficiente di inquinamento della parete.

Il calcolo costruttivo delle apparecchiature dello scambiatore di calore è suddiviso in indicativo e dettagliato. Il calcolo costruttivo indicativo consiste nella selezione di valori approssimativi del coefficiente di scambio termico tra i materiali di riferimento, nella definizione della superficie dello scambio termico e della dimensione della sezione di transito dei termovettori. La superficie indicativa dello scambio termico viene calcolata nel seguente modo:

(35)

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{med}} [m^2]$$

La dimensione della sezione di transito dei termovettori si definisce dalla formula:

(36)

$$S = \frac{G}{(w \cdot \rho)} [m^2]$$

Dove:

$G$  – portata del vettore termico  $\left[\frac{Kg}{h}\right]$

$(w \cdot \rho)$  – velocità massiva del flusso del vettore termico  $\left[\frac{Kg}{m^2 \cdot s}\right]$

Sulla base del calcolo indicativo di costruzione svolto vengono scelti uno o più scambiatori di calore che sono in grado di soddisfare la condizione necessaria della superficie di scambio termico. Per gli apparati scelti viene eseguito il calcolo costruttivo dettagliato e il calcolo termico nelle condizioni date. Durante lo svolgimento del calcolo costruttivo, per i diversi scambiatori di calore, vengono determinati ulteriori indicatori. Così per gli scambiatori di calore a fascio tubiero si trova la lunghezza o il numero di tubi.

$$I = \frac{F}{\pi d n} \quad (37)$$

dove:

$l$  – lunghezza dei tubi [m]

$n$  – quantità di tubi [pezzi]

$F$  – superficie di scambio di calore necessaria [m<sup>2</sup>]

$d$  – diametro dei tubi [m]

Di solito, durante il calcolo di uno scambiatore di calore a fascio tubiero, si specificano il numero di tubi e il diametro dai materiali di riferimento. La determinazione del diametro interno avviene nel seguente modo:

$$D_{int} = s(b - 1) + 4d_{est} \quad (38)$$

dove:

$D_{int}$  – diametro interno dello scambiatore [m];

$s$  – distanza tra i tubi [m] (viene presa da 1,2 a 1,5  $d_n$ );

$d_{est}$  – diametro esterno dei tubi [m];

$b$  – numero dei tubi [m] ( $b = 2a - 1$ , dove  $a$  è il numero di tubi dalla parte dell'esagono maggiore);

In seguito si definisce l'area dello spazio occupato dal tubo e lo spazio tra i tubi:

$$S_{st} = \left( \frac{\pi d_{int}^2}{4} \right) n_x S_{st} \quad (39)$$

dove:

$S_{st}$  – area dello spazio occupato dal tubo [ $m^2$ ];

$d_{int}^2$  – diametro interno dei tubi [ $m$ ];

$n_x$  – numero di tubi in un passaggio;

$$S_{stt} = \left(\frac{\pi}{4}\right) (D^2 - nd_p^2) \quad (40)$$

dove:

$S_{stt}$  – area dello spazio tra i tubi [ $m^2$ ];

$D$  – diametro interno della guaina [ $m$ ];

$d_B$  – diametro esterno dei tubi [ $m$ ];

$n$  – numero di tubi in un passaggio;

Nel caso particolare del posizionamento delle pareti longitudinali divisorie nello spazio tra i tubi per aumentare l'intensità di scambio termico, l'area sarà determinata come segue:

$$S_{stt} = \left(\frac{\pi}{4}\right) \left(D^2 - \frac{nd_p^2}{N}\right) \quad (41)$$

dove:

$N$  – numero di passaggi in presenza della divisione a pareti;

Durante il calcolo costruttivo dello scambiatore di calore a serpentina vengono determinati: la lunghezza totale della serpentina, il numero di giri e delle sezioni.

$$L = \frac{F}{\pi d_c} \quad (42)$$

dove:

$L$  – lunghezza totale della serpentina [ $m$ ];

$d_c$  – diametro calcolato del tubo a serpentina [ $m$ ];

$$n = \frac{L}{\pi d_c} \quad (43)$$

dove:

$n$  – quantità di giri;

Conoscendo la portata del termovettore e la sua velocità nel tubo a serpentina è possibile determinare il numero di sezioni della serpentina:

$$m = \frac{V_{sec}}{\left(\frac{p}{4}\right) d^2 w} \quad (44)$$

dove:

$V_{sec}$  – portata  $\left[\frac{Kg}{h}\right]$

$d$  – diametro del tubo a serpentina [m];

$w$  – velocità del flusso del termovettore nel tubo a serpentina  $\left[\frac{m}{s}\right]$

Nel calcolo dello scambiatore di calore a spirale avviene la definizione di caratteristiche come la sezione dei canali, la larghezza, la lunghezza, il passo della spirale, il numero di giri e il diametro esterno della spirale. [5]

$$S = \frac{G}{W} \quad (45)$$

Dove:

$S$  – sezione dei canali [m<sup>2</sup>];

$G$  – portata del vettore termico  $\left[\frac{Kg}{h}\right]$

$W$  – velocità massiva del flusso del vettore termico  $\left[\frac{Kg}{m^2 \cdot sec}\right]$

## 6.2. Esempi di scambiatori di calore attraverso micro canali

Gli scambiatori di calore a micro canali trovano ampia applicazione in molti campi industriali; rispetto ai convenzionali canali di scala, i micro canali hanno un rapporto superficie-volume più ampio e una maggiore velocità di trasferimento del calore con scala più miniaturizzata e peso inferiore. Un esempio di studi e calcoli sugli scambiatori di calore attraverso micro canali è dato dallo studio di due differenti forme di scambiatori di calore a micro canali con cavità che sono state progettate, realizzate e sulle quali sono state condotte delle ricerche sperimentali per analizzare l'influenza delle lunghezze della sezione trasversale di forma, espansione e contrazione delle cavità sul flusso e caratteristiche sul trasferimento del calore. I risultati indicano che, rispetto al canale dritto, quello con le cavità potrebbe ottenere contemporaneamente il miglioramento del trasferimento del calore e la riduzione della perdita di pressione.

### 6.2.1 Studio sperimentale del flusso e delle prestazioni del trasferimento di calore in scambiatori di calore a micro canali con cavità

Negli ultimi decenni, grazie al rapido sviluppo di circuiti integrati, siamo in grado di inserire milioni di circuiti all'interno di un piccolissimo chip; tuttavia, il conseguente aumento del flusso di calore richiede maggior efficienza del sistema di raffreddamento per mantenere le operazioni dei chip. Negli scambiatori di calore con cavità si ha maggiore velocità di trasferimento del calore rispetto a quelli senza cavità ma ha volume e peso minore. Il concetto di scambiatori di calore fu introdotto da Truckman; si sono fatte molte ricerche analizzando il flusso e le caratteristiche del trasferimento di calore nei micro canali. In un primo momento le ricerche si sono concentrate sui micro canali dritti e gli effetti del numero di Reynolds, del numero idraulico, del diametro e della forma della sezione trasversale. I micro canali dritti non erano in grado di fornire una capacità di trasferimento di calore sufficiente per i componenti elettronici, perciò si cercò di migliorare questa capacità attraverso micro canali con elementi di rugosità. Chai costruì modelli numerici per ricercare le caratteristiche termiche e idrodinamiche in un dissipatore a micro canali con nervature a ventaglio; si notò che la distanza e la lunghezza delle nervature potevano influenzare il trasferimento di calore in modo significativo e portare un evidente aumento della perdita di pressione rispetto a quello dei micro canali rettilinei. Dharaiva ha analizzato l'influenza di elementi sinusoidali 2D sul flusso e trasferimento di calore in micro canali, e notò che i micro canali realizzati con presenza di elementi sinusoidali portava un miglior trasferimento di calore rispetto a quelli lisci, tuttavia si è riscontrata una maggiore perdita di pressione. Hong studiò l'effetto delle pinne a strisce sugli scambiatori di calore e riscontrò un miglioramento del trasferimento di calore ma anche della perdita di pressione; Herman notò che anche con le alette curve si aveva un miglioramento del trasferimento di calore dovuto però da

una maggiore velocità lungo le scanalature e un aumento della perdita di pressione. In conclusione queste indagini portarono ad affermare che la presenza di rugosità poteva disturbare il flusso nei micro canali e migliorare il trasferimento di calore a scapito però di un aumento della perdita di pressione, perciò si dovevano creare delle strutture che fossero in grado di minimizzare questa perdita. Ghani studiò il flusso e il trasferimento di calore in dissipatori di calore a micro canali, in particolare quelli che erano stati fabbricati con nervature rettangolari e cavità sinusoidali sulle pareti laterali e notò che l'aggiunta delle cavità portava a prestazioni complessive migliori. Xia studiò numericamente i micro canali con cavità triangolari e si dimostrò che le cavità miglioravano il trasferimento di calore per il numero di Reynolds che si è simulato, riducendo anche il fattore di attrito; facendo ulteriori studi si dimostrò che da una struttura con cavità a ventaglio, distribuite simmetricamente, si poteva ottenere migliore trasferimento di calore a scapito della minor perdita di pressione.

### 6.2.1.1 Preparazione sperimentale

Nella (figura 5) viene illustrata la struttura dei micro canali: ci sono 10 micro canali paralleli per ogni sezione di test, questo perché la portata in un singolo micro canale è troppo piccola per essere controllata con precisione dalla pompa. L'intervallo tra i micro canali è di  $650 \mu\text{m}$ . I micro canali sono incisi su wafer di silicio ( $80 \text{ mm} \times 15 \text{ mm} \times 0,5 \text{ mm}$ ), e la conducibilità termica del silicio è  $170 \text{ W / (m K)}$ . I parametri geometrici di ogni micro-canale sono di  $300 \mu\text{m}$  di larghezza ( $W_{ch}$ ) e altezza ( $H_{ch}$ ) e  $40 \text{ mm}$  di lunghezza ( $L_{ch}$ ), quindi la sezione trasversale del micro canale è quadrata e il diametro idraulico ( $D_{ch}$ ) è  $300 \mu\text{m}$ . Collegato con entrambe le estremità dei micro canali, ci sono plenum di dimensioni  $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} \times 300 \mu\text{m}$ . Per la sezione di test n. 1, i micro canali sono dritti. Per la sezione di prova n. 2, n. 3, # 4 e # 5, 16 paia di cavità sono incise sui fianchi a una distanza uguale di  $2400 \mu\text{m}$  per ogni micro canale. Le sezioni # 2 e # 4 delle cavità in prova sono triangolari, mentre le cavità nella sezione di prova # 3 e # 5 sono progettati come una combinazione di ventola a  $90^\circ$  e a triangolo. La profondità per tutte le cavità è di  $200 \mu\text{m}$ . Nella sezione di test n. 2 e n. 3, la lunghezza della sezione trasversale di espansione è di  $200 \mu\text{m}$  e la lunghezza della sezione trasversale di compressione è di  $600 \mu\text{m}$  nella direzione del flusso. Mentre nella sezione di prova # 4 e # 5, la lunghezza della sezione trasversale di espansione è  $600 \mu\text{m}$  e la lunghezza della sezione trasversale di contrazione è  $200 \mu\text{m}$  nella direzione del flusso. La geometria della cavità triangolare è ispirata dalla struttura descritta in Rif. [18]. Per ottenere un'elevata precisione nell'incisione della cavità e amplificare il possibile effetto indotto dalla cavità, la lunghezza della cavità è fissata a  $800 \mu\text{m}$ . I segmenti di espansione o contrazione della cavità vengono sostituiti con un ventilatore a  $90^\circ$ , per la sua diversa variazione dell'area della sezione trasversale. Per la fabbricazione dei micro canali, sono state impiegate tecnologie di micro-fabbricazione basate sull'incisione a secco nella fabbricazione di silicio monocristallino per sistemi microelettromeccanici (MEMS). Poi è stato condotto il processo per rimuovere lo strato di ossido sul wafer.

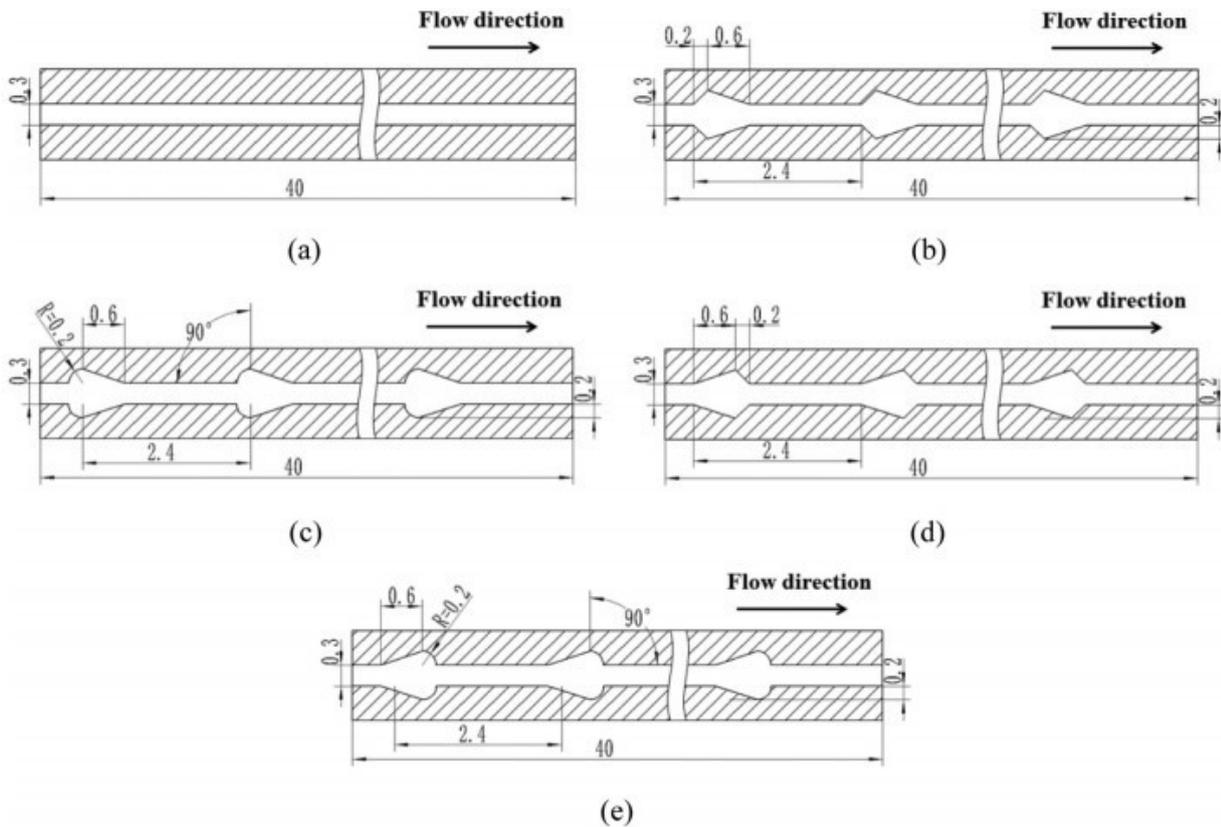


Figura 5: struttura e dimensioni dei micro canali con cavità; (a) Sezione di prova #1; (b) Sezione di prova #2; (c) Sezione di prova #3; (d) Sezione di prova #4; (e) Sezione di prova #5

La (figura 6) presenta lo schema del sistema sperimentale. L'intero sistema è composto da un circuito di alimentazione del fluido, uno scambiatore di calore a micro canali, un riscaldatore a film, un trasmettitore di pressione differenziale e un sistema di acquisizione dati. Il fluido di lavoro è acqua deionizzata. La portata è controllata da una pompa di pressione Sanotac SP30 con un sistema di controllo integrato all'interno, con un errore di 0,5%. La portata totale varia da 6,4 ml / min a 19,2 ml / min e il corrispondente numero di Reynolds (Re) da 40 a 120 in ogni micro canale. Le termocoppie omega di tipo T ad alta precisione sono adottate per misurare la parete, l'ingresso e la temperatura di uscita; le tensioni delle termocoppie vengono rilevate dal sistema di acquisizione dati che include computer e moduli di acquisizione dati. Il trasmettitore di pressione differenziale Rosemount viene adottato per misurare la perdita di pressione tra l'ingresso e i collettori di uscita. Lo scambiatore di calore a micro canali è riscaldato da riscaldatore a film e il flusso di calore medio è  $0,22 \text{ MW} / \text{m}^2$  a causa dell'area di trasferimento del calore efficace e alla potenza di riscaldamento. La sezione di test e il riscaldatore a pellicola sono isolati per ridurre al minimo la perdita di calore. Per l'isolamento, sono stati usati tre strati di fibra di silicato di alluminio per coprire la sezione di prova. Lo spessore di ogni strato era di 5 mm e la conducibilità della fibra di silicato di alluminio è  $0,035 \text{ W} / (\text{m} \cdot \text{K})$ . La perdita di calore del sistema varia dal 3,25% al 9,13% per le diverse sezioni di prova e numeri di Reynolds.

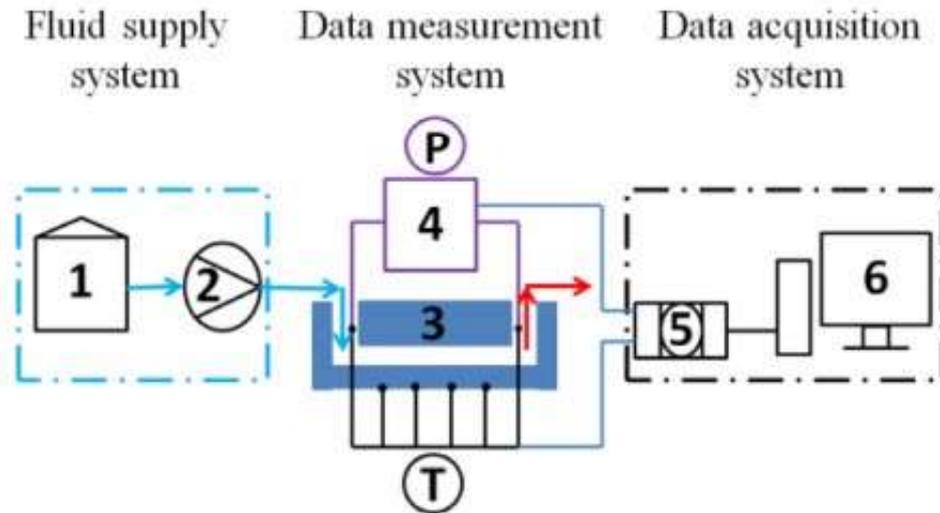


Figura 6: diagramma schematico della preparazione sperimentale (1) Serbatoio dell'acqua deionizzata; (2) Pompa e flussometro; (3) Scambiatore di calore a micro canali e riscaldatore a film; (4) Trasmettitore di pressione differenziale; (5) Strumento di acquisizione dati; (6) C

### 6.2.1.2 Analisi dei dati

Come prima cosa si calcola il diametro idraulico a sezione rettangolare che è ottenuto come

$$D_{ch} = \frac{4W_{ch}D_{ch}}{(W_{ch} + H_{ch})} \quad (46)$$

dove  $W_{ch}$  e  $D_{ch}$  si riferiscono alla larghezza e all'altezza del micro canale e i loro valori sono stati misurati al microscopio. Per ogni micro canale, il numero di Reynolds (Re) può essere calcolato

$$(47)$$

$$Re = \frac{\rho_f V_{ch} D_{ch}}{\mu_f}$$

dove  $\rho_f$  si riferisce alla densità del fluido,  $V_{ch}$  alla velocità media nel micro canale,  $D_{ch}$  al diametro idraulico e  $\mu_f$  alla viscosità fluidodinamica. Le proprietà del fluido  $\rho_f$  e  $\mu_f$  sono state ottenute in base alla temperatura ambiente,  $V_{ch}$  è stata stimata dalla portata volumetrica e dalla scala dei micro canali. La perdita di carico  $P$  misurata all'ingresso e all'uscita dei collettori è composta da una perdita di pressione extra derivante dalla configurazione di passaggio e dalla perdita di pressione dovuta all'attrito all'interno del canale. Per una configurazione a canale singolo, la perdita di carico  $\Delta P_{loss}$  potrebbe essere attribuita alla perdita di carico ai collettori di ingresso/uscita a causa della curva di passaggio ed alla perdita di carico in ingresso/uscita del canale a causa di concentrazioni ed espansioni improvvise.

$$\Delta P_{loss} = \frac{1}{2} \rho_f (V_{im}^2 + V_{om}^2) K_{90} + \frac{1}{2} \rho_f V_{ch}^2 (K_c + K_e) \quad (48)$$

dove  $\rho_f$  è la densità del fluido,  $V_{im}$  e  $V_{om}$  sono le velocità medie nel collettore di ingresso/uscita e  $V_{ch}$  indica la velocità media nel canale,  $K_{90}$  è il coefficiente di perdita per una curva a  $90^\circ$ .  $K_c$  e  $K_e$  sono i coefficienti di compressione ed espansione. Il fluido entra in un plenum attraverso un collettore di ingresso, quindi si separa in serie di canali paralleli; dall'altra estremità del canale il fluido viene raccolto dal plenum ed infine esce dal collettore di uscita. La perdita di carico  $\Delta p_{loss}$  è causata dal cambio di area della sezione trasversale ai collettori di ingresso/uscita,  $P_{im}$  e  $P_{om}$ , e dalla compressione ed espansione,  $P_c$  e  $P_e$ . Pertanto  $\Delta P_{loss}$  può essere calcolata

$$\Delta P_{loss} = \Delta P_{im} + \Delta P_{om} + \Delta P_c + \Delta P_e \quad (49)$$

Queste quattro parti possono essere calcolate nel seguente modo:

$$\Delta P_{im} = \frac{1}{2} \rho_f V_{im}^2 (1 - \sigma^2 + K_{im}) \quad (50)$$

$$\Delta P_{om} = \frac{1}{2} \rho_f V_{om}^2 \left( \frac{1}{\sigma^2} - 1 + K_{om} \right) \quad (51)$$

$$(52)$$

$$\Delta P_c = \frac{1}{2} \rho_f V_{ch}^2 [1 - \sigma^2 + 0,5(1 - \sigma)]$$

$$\Delta P_e = \frac{1}{2} \rho_f V_{ch}^2 \left[ \frac{1}{\sigma^2} + (1 - \sigma^2) \right] \quad (53)$$

$\sigma$  si riferisce al rapporto tra le aree della sezione trasversale. In un micro canale con una sezione trasversale rettangolare, la perdita di pressione laminare causata dalla presenza di attrito è definita come

$$\Delta P_{ch} = \frac{3\mu_f L_{ch} V_{ch}}{b^2 F(a/b)} \quad (54)$$

dove  $a$  è la metà della larghezza e  $b$  è la metà dell'altezza;  $F(a/b)$  è il rapporto di aspetto, che per la sezione quadrata è di circa 0,42. Il fattore di attrito apparente viene calcolato come

$$f_{app} = \frac{2\Delta P_{ch} D_{ch}}{L_{ch} \rho_f V_{ch}^2} \quad (55)$$

Sulla base di queste discussioni, è stata misurata la  $P_{tot}$  tra i collettori di ingresso/uscita che è costituita da:

1. Perdita di carico dovuta all'attrito nei micro canali
2. Perdita di pressione dovuta all'improvviso cambio di area della sezione trasversale all'ingresso/uscita del micro canale
3. Perdita di carico dovuta dalla curva di passaggio ai collettori di ingresso/uscita
4. Perdita di carico dovuta al cambiamento dell'area della sezione trasversale ai collettori di ingresso/uscita

Inoltre, c'è un'ulteriore perdita di pressione causata dall'attrito nei collettori e nel plenum, che è relativamente piccolo e trascurabile, a causa della velocità molto bassa rispetto a quella nei micro canali.

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{ch} + \Delta P_{loss} \quad (56)$$

dove  $\Delta P_{ch}$  indica la perdita di carico nei micro canali e  $\Delta P_{loss}$  indica la somma delle perdite di carico aggiuntive.

L'energia assorbita dal fluido può essere calcolata come

$$Q_{ass} = \dot{m}_f c_f (T_{f,out} - T_{f,in}) \quad (57)$$

dove  $\dot{m}_f$ ,  $c_f$ ,  $T_{f,out}$ ,  $T_{f,in}$  rappresentano rispettivamente il flusso di massa, la capacità termica del fluido, la temperatura di ingresso e di uscita. Il coefficiente di scambio termico convettivo locale dei micro canali si ottiene come

$$h = \frac{Q_{ass}}{A_{tr}(T_w - T_f)} \quad (58)$$

dove  $T_f$  si riferisce alla temperatura caratteristica del fluido, che è uguale alla media tra  $T_{f,out}$  e  $T_{f,in}$ .  $T_w$  invece è la temperatura della parete e può essere stimata dalla legge di Fourier

$$T_w = T_{ave} - \frac{qy}{\lambda_{Si}} \quad (59)$$

dove  $T_{ave}$  si ottiene facendo la media della temperatura misurata su ognuno delle quattro termocoppie,  $q$  è il flusso di calore,  $y$  è la distanza dal fondo di canali alla copertura inferiore del substrato,  $\lambda_{Si}$  è il coefficiente di conducibilità termica per il substrato di silicio.  $A_{tr}$  indica la somma dell'area del trasferimento effettivo di calore, che è determinata dall'approccio del riscaldamento. Il trasferimento di calore avviene sulle superfici delle pareti laterali e della parte inferiore;  $A_{tr}$  è calcolata come

$$A_{tr} = L_{ch}(W_{ch} + 2\eta_{fin}H_{ch})N \quad (60)$$

dove  $N$  indica il numero di micro canali e  $\eta_{fin}$  denota l'efficienza dell'aletta definita come

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(mH_{ch})}{mH_{ch}} \quad (61)$$

In questa equazione il parametro dell'aletta  $m$  è definito come

$$m = \sqrt{\frac{2h_{fin}}{\lambda_{Si}W_{fin}}} \quad (62)$$

dove  $W_{fin}$  rappresenta la larghezza dell'aletta mentre  $h_{fin}$  si riferisce al coefficiente di scambio termico sulla superficie dell'aletta. Il numero di Nusselt (Nu) è definito da

$$Nu = \frac{hD_{ch}}{\lambda_f} \quad (63)$$

dove  $\lambda_f$  è la conducibilità termica del fluido, che è determinata dalla temperatura caratteristica del fluido  $T_f$ .

### 6.1.2.3 Risultati e discussione

Le misurazioni del trasferimento di calore sono state condotte con un flusso di calore costante di  $0,22 \text{ W/m}^2$  mantenendo la temperatura ambiente a circa  $22^\circ\text{C}$ . Per ogni sezione di test il numero di Re varia tra 40 e 120 in ogni micro canale. Il coefficiente di scambio termico convettivo è presentato in (figura 7); si nota che per i numeri di Re esaminati, le sezioni di prova con cavità mostrano un coefficiente di scambio termico convettivo più elevato rispetto a quello dritto. Per migliorare il trasferimento di calore si potrebbe agire in due modi: un primo modo sarebbe far sì che le cavità facciano aumentare l'area di contatto tra il fluido e le pareti laterali del micro canale, nel secondo modo la struttura del flusso nei micro canali è modificata dall'esistenza di cavità e la capacità del trasferimento di calore è influenzata dalle cavità, il fluido schizza nella parte di espansione e strozza in compressione; questi due processi potrebbero interrompere l'idraulica, lo strato limite termico ed inducono il flusso secondario nei micro canali. Il trasferimento di calore è migliorato a causa di questo disturbo. Nelle sezioni di prova si nota un diverso comportamento del numero di Re e del trasferimento di calore; nelle sezioni #2 e #3 il coefficiente di trasferimento di calore aumenta, raggiungendo un picco quando  $Re=80$  e poi diminuisce, mentre nelle sezioni #4 e #5 il coefficiente di trasferimento del calore aumenta all'aumentare del numero di Re; questa distensione potrebbe essere attribuita dalla differenza delle lunghezze tra la sezione trasversale di espansione e di compressione delle cavità.

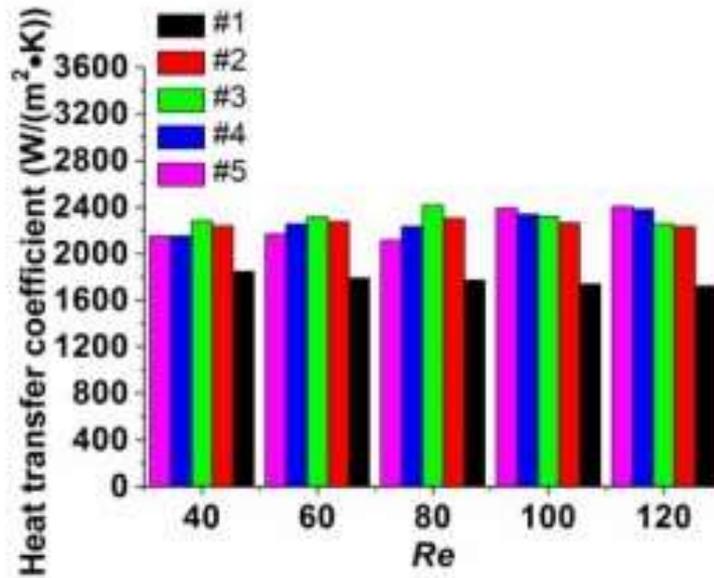


Figura 7: coefficiente di scambio termico in funzione di Re

Quando la corrente principale scorre su una coppia di cavità, il fluido diverge sulla superficie di espansione ed incide sulla superficie di compressione. Per le sezioni di test #2 e #3, si ha che la lunghezza della sezione trasversale di espansione è minore, quindi si ha che l'angolo di espansione è minore. Questa struttura può causare la separazione più facilmente e così si viene a creare un'area stagnante vicino alla superficie di espansione, che inciderebbe sul trasferimento di calore, nel mentre il fluido interferisce sulla superficie di compressione migliorando il trasferimento di calore. Quando il numero di Re aumenta, la separazione si intensifica e l'area stagnante si espande, e contemporaneamente aumenta l'impatto sulla superficie di compressione. Per il numero di Re più basso si ha che il miglioramento del trasferimento di calore sulla superficie di compressione è dominante, e la capacità di trasferimento del calore aumenta, mentre per il numero di Re più alto il ristagno si espanderebbe e indebolirebbe l'impatto sulla superficie di compressione, quindi il deterioramento della superficie di espansione è dominante e la capacità di trasferimento del calore complessiva diminuisce. Per le sezioni di prova #4 e #5, la separazione sulla superficie di espansione è limitata a causa della sezione trasversale di espansione più lunga e dell'angolo di espansione più piccolo, l'impatto sulla superficie di compressione è dominante, quindi la capacità complessiva di trasferimento di calore aumenta all'aumentare del numero di Re; inoltre la forma delle cavità influenza anche il coefficiente di scambio termico convettivo. La capacità di trasferire il calore della sezione di prova #3 è maggiore che nella sezione #2, poiché nella sezione #3 si ha che la superficie di espansione è a forma di ventaglio e quindi tende a deviare il fluido e a limitare la zona stagnante vicino alla superficie di espansione, inoltre la distanza tra la superficie di espansione e quella di compressione è più grande di quella della sezione #2. La deviazione tra le sezioni di prova #4 e #5 suggeriscono che la superficie di compressione a forma di ventaglio ha una migliore capacità di trasferimento di calore a numeri di Re più alti, mentre la superficie di compressione a forma di triangolo si comporta meglio a numeri di Re più bassi. La (figura 8) mostra come varia il numero di Nu medio rispetto al numero di Re. Si potrebbe osservare che il numero Nu rimane costante per un flusso laminare sviluppato in canali rettilinei a scala convenzionale. Per la sezione di prova #1, quando il numero di Re aumenta da 40 a 120, il numero di Nu diminuisce del 6,83%, questo è causata dal variare della viscosità del fluido in direzione assiale e trasversale, per le sezioni

#2 e #3 il numero di Nu aumenta di 4,22% e 8,99% poiché il numero di Re varia da 40 e 80, per le sezioni #4 e #5, il numero di Nu aumenta del 16,40% e del 18,07% e il numero di Re sale da 40 a 120. Si ritiene che a causa delle cavità, il disturbo indotto intensifichi la miscela del fluido in prossimità delle pareti, quindi i gradienti di temperatura e velocità vengono ridotti.

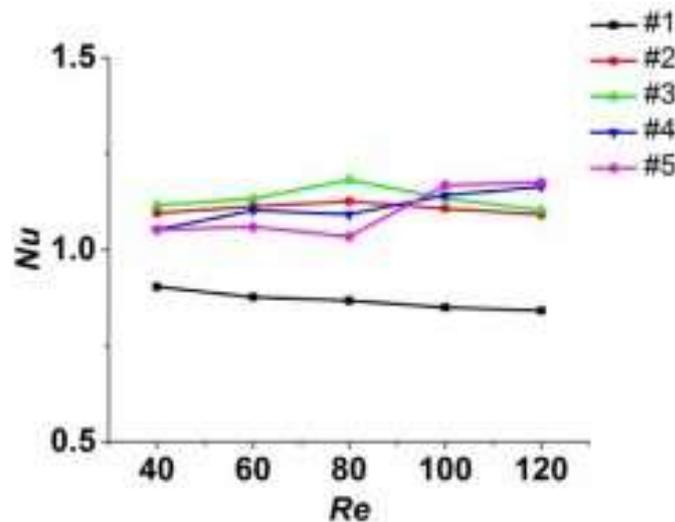


Figura 8: numero di Nu medio in funzione del numero di Re

Gli scambiatori di calore con micro canali con cavità con sezione trasversale di espansione più corta e sezione trasversale di compressione più lunga mostrano prestazioni del trasferimento di calore migliori per numeri di Re inferiori, mentre quelli con sezione trasversale di espansione più lunga e sezione trasversale di compressione più corta hanno prestazioni migliori a numeri di Re più alti. La superficie di espansione a forma di ventaglio potrebbe migliorare il trasferimento di calore in modo più evidente rispetto alla superficie di espansione a forma di triangolo. La perdita di pressione è un parametro correlato alla potenza di pompaggio usata per guidare il flusso, la riduzione della perdita di pressione è molto importante per promuovere l'economia degli scambiatori di calore. La (figura 9 a) mostra la perdita di pressione totale misurata tra i collettori di ingresso/uscita per ciascuna sezione di prova a temperatura ambiente e la (figura 9 b) mostra la corrispondente perdita di pressione nei micro canale stimato nei dati precedenti in (figura 7), la (figura 9 c) mostra il fattore di attrito apparente in accordo con i dati di (figura 9 b). Si osserva che la perdita di pressione, per l'intervallo dei numeri di Re ricercato in questo studio, è ridotta nei micro canali con cavità (sezioni di prova #2, #3, #4 e #5) rispetto a quello in rettilineo (sezione di prova #1).

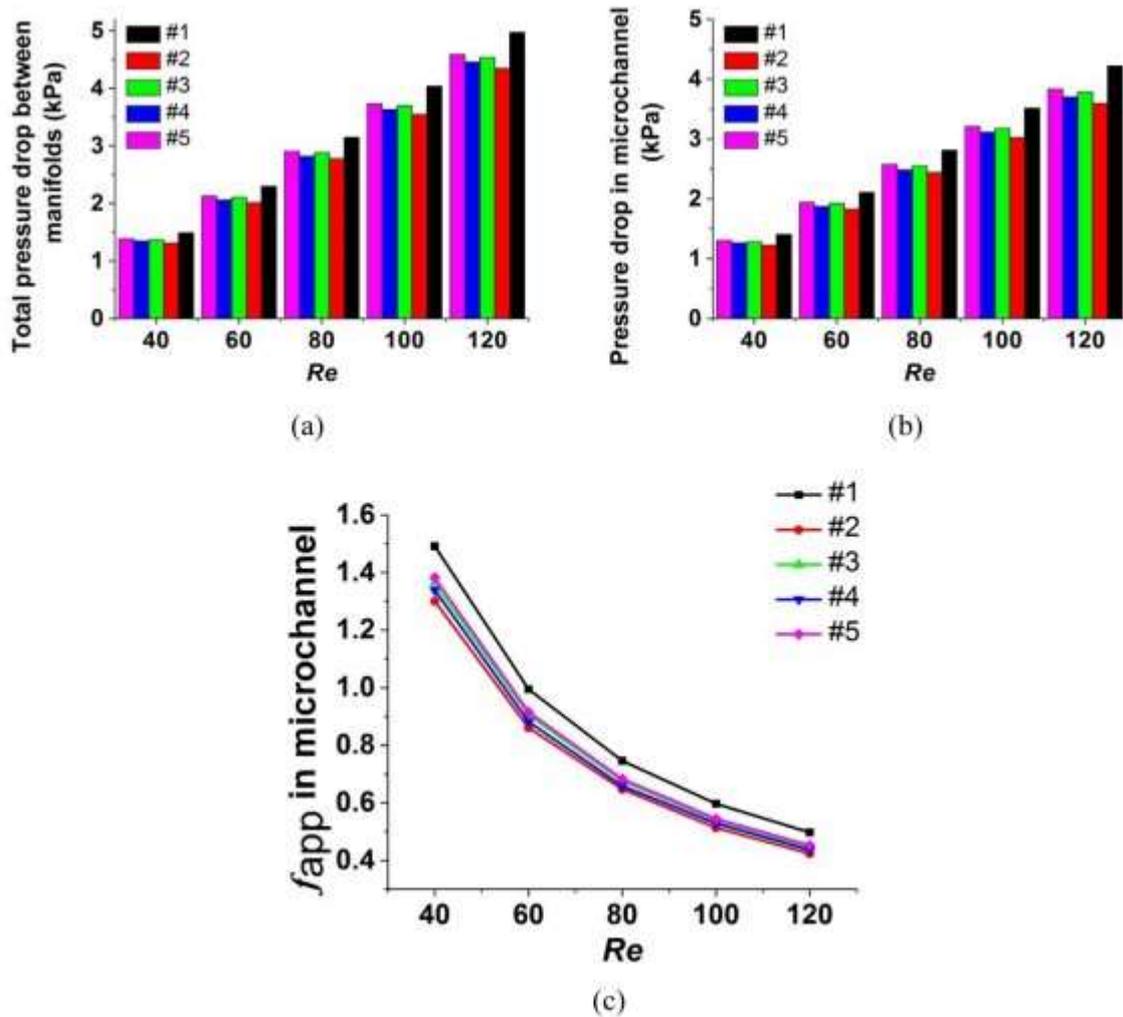


Figura 9: perdita di pressione rispetto a Re quando la sezione di prova sono a temperatura ambiente

La riduzione della perdita di pressione è data da due aspetti: come il fluido scorre su una coppia di cavità, l'aumento dell'area della sezione trasversale causa la decelerazione del fluido quindi diminuisce anche la resistenza del fluido, inoltre il flusso principale scivolerebbe sul liquido nelle cavità, che si traduce con una resistenza inferiore rispetto a quella tra le pareti del micro canale e il flusso principale, poiché l'attrito all'interfaccia liquido-liquido è inferiore rispetto a quello all'interfaccia liquido-solido. Facendo un confronto tra la perdita di pressione delle sezioni di prova #2 e #4 e tra le sezioni #3 e #5 notiamo che le cavità con sezione trasversale di espansione più corta e sezione trasversale di compressione più lunga (#2 e #3) hanno prestazioni migliori nel ridurre la perdita di pressione, poiché quando il fluido colpisce la superficie di compressione più lunga, la norma del vettore di velocità alla direzione del flusso è minore a causa dell'angolo di compressione più piccolo e induce minor disturbo al flusso a valle quando il fluido esce dalla cavità, dunque la perdita di pressione è minore. La forma delle cavità influisce sulla perdita di pressione; la superficie a ventaglio tende ad intensificare il disturbo del fluido più facilmente, dunque cavità composte da ventagli e triangoli tenderanno a causare una perdita di pressione maggiore rispetto a quelle con solo i triangoli. La (figura 10 a) mostra la perdita di pressione totale tra l'ingresso e l'uscita dei collettori quando le sezioni di prova sono riscaldate, la (figura 10 b) rappresenta la perdita di pressione nel micro canale e la (figura 10 c) mostra il corrispondente fattore di attrito apparente;

confrontandole con quelle a temperatura ambiente si nota un miglioramento delle prestazioni di riduzione della perdita di pressione.

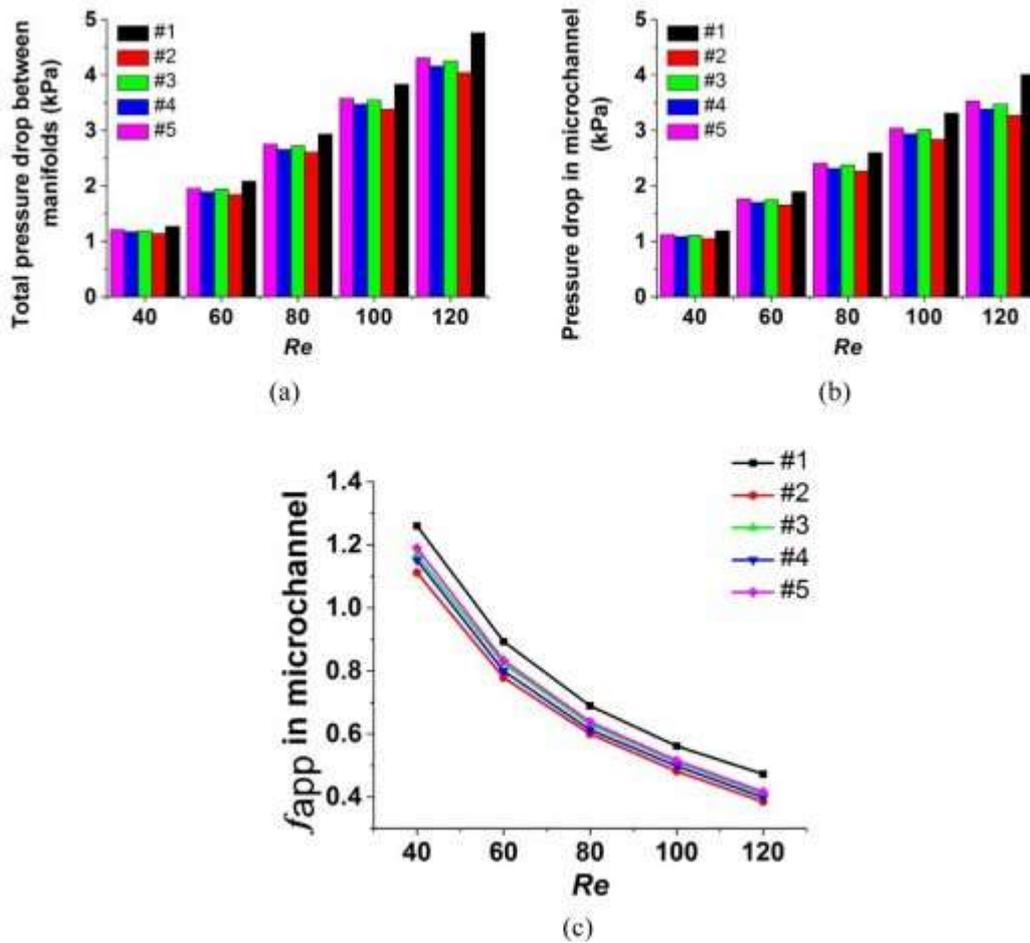


Figura 10: perdita di pressione in funzione di Re quando le sezioni di prova sono riscaldate

La temperatura media del fluido diminuisce all'aumentare del numero di Re, determinando una viscosità ed una perdita di pressione maggiori rispetto ad una condizione in cui si ha un numero di Re inferiore. Un fattore che influenza in modo significativo la perdita di pressione è la forma delle cavità: la cavità con sezione trasversale di espansione più corta e sezione trasversale di compressione più lunga si comportano meglio nel ridurre la perdita di pressione, inoltre le cavità composte da ventola e triangolo tendono a indurre una maggiore perdita di pressione. La temperatura del fluido più alta con conseguente minore viscosità del fluido e resistenza all'attrito comporta la riduzione della perdita di pressione totale. Il rapporto del numero di Nu ( $Nu/Nu_0$ ) ed il rapporto di  $f_{app}$  ( $f_{app}/f_{app,0}$ ) con il numero di Re sono rappresentati in (figura 11) e (figura 12), dove  $Nu_0$  e  $f_{app,0}$  si riferiscono rispettivamente al numero di Nu ed al fattore d'attrito apparente per il micro canale rettilineo. Nella (figura 11) si vede che per sezioni di prova con cavità, il rapporto di  $f_{app}$  diminuisce all'aumentare del numero di Re, il che implica prestazioni migliori nella riduzione della perdita di pressione per numeri di Re più alti. Il fattore di prestazione parametrica ( $\eta$ ) è adottato come criterio per confrontare la prestazione termica e la perdita di pressione, che è definita come

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f_{app}/f_{app,0})^{1/3}} \quad (64)$$

La (figura 13) presenta la variazione di  $\eta$  rispetto al numero di Re compreso tra 40 e 120. Le curve mostrano che per le sezioni di prova #2, #3, #4 e #5 i valori di  $\eta$  sono superiori a 1, il che dimostra che rispetto a quella rettilinea, nei micro canali con cavità si ha un aumento del trasferimento del calore maggiore rispetto all'aumento della perdita di pressione. Per tutte le sezioni di prova e la gamma dei numeri di Re esaminati, si ha che la sezione di prova #4 fornisce le migliori prestazioni complessive ( $\eta=1,46$ ) quando Re è 120.

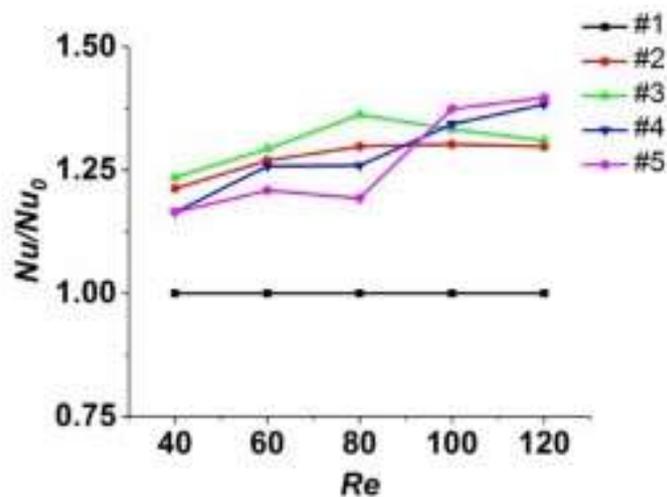


Figura 11: rapporto di Nu rispetto a Re quando riscaldato

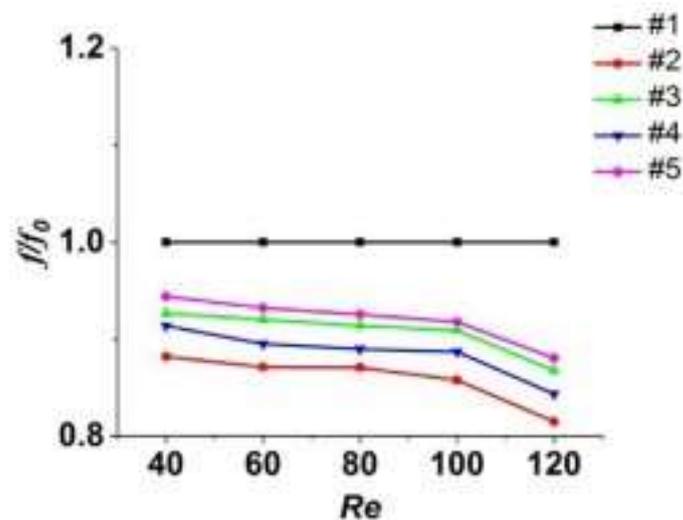


Figura 12: rapporto di  $f_{app}$  rispetto a  $Re$  quando riscaldato

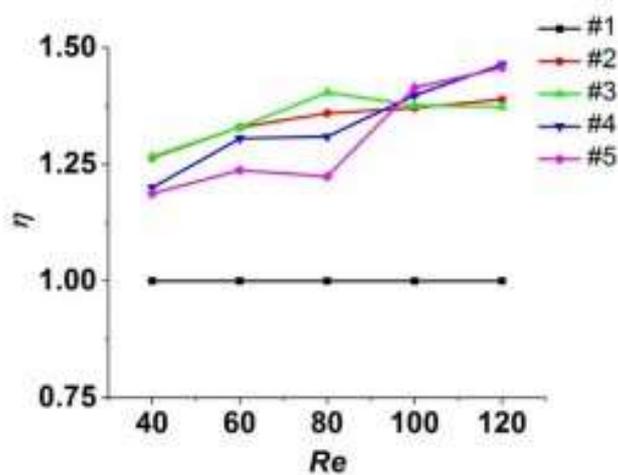


Figura 13: fattore di prestazione termica  $\eta$  rispetto a  $Re$

### 6.1.2.3 Conclusioni

Dai risultati di questo esperimento si possono trarre le seguenti conclusioni:

1. Le cavità potrebbe aumentare il trasferimento di calore nei micro canali; la forma così come la lunghezza delle sezioni trasversali di espansione e di compressione delle cavità potrebbero influenzare la capacità di trasferire il calore; come anche l'aumentare del numero di  $Re$ .
2. I numeri di  $Nu$  ottenuti in questo esperimento sono inferiori rispetto a quelli di canali di scala convenzionale. Questo può essere attribuito al diametro idraulico più piccolo nei micro canali, che si traduce in una minore resistenza alla conducibilità termica.
3. La perdita di pressione nei micro canali con cavità è ridotta rispetto a quella nei micro canali rettilinei. Il numero di  $Re$  e la forma influenzano la riduzione della perdita di pressione a temperatura ambiente; la perdita di pressione è maggiormente influenzata quando le sezioni

di prova vengono riscaldate poiché si ha una differente viscosità del fluido causata da una diversa capacità di trasferire il calore.

4. Migliorando il trasferimento di calore e la riduzione della perdita di pressione lavorando sul numero di  $Re$ , sulle lunghezze della sezione trasversale di espansione e compressione e sulla forma delle cavità si può ottenere la sezione di prova con le prestazioni complessive migliori che nel nostro caso è la sezione #4. [6]

## 6.2.2 Indagine sperimentale sulla meccanica dei fluidi negli scambiatori di calore a micro canali

Nel seguente lavoro, vengono studiati sperimentalmente i canali di piccola scala di diverse geometrie utilizzando  $\mu$ PIV (micro Particle Image Velocimetry) e misurazioni termiche. Il numero di Reynolds nei canali viene modificato come anche la temperatura della parete; al fine di indagare e migliorare l'efficienza termica a diverse configurazioni di portata, temperatura e geometria. Il risultato principale di questa indagine è che una cella a serpentina rappresenta la massima efficienza indipendentemente dal regime del flusso, ottenendo bassi numeri di Nusselt combinati con basse perdite di pressione, dato da velocità locali abbastanza elevate e poche regioni di ricircolo.

### 6.2.2.1 Introduzione e presentazione del problema

Dato che negli scambiatori di calore il coefficiente di scambio termico è inversamente proporzionale alla dimensione caratteristica del sistema, una soluzione valida per ottimizzare il raffreddamento del processo è quello di utilizzare più micro scambiatori di calore invece di uno singolo macro. Le caratteristiche principali per migliorare l'efficienza dello scambio termico sono legate ai materiali del micro canale, alla geometria del canale, al fluido di raffreddamento e al regime di flusso. Le prestazioni di scambio termico di un piccolo dispositivo sono date dal rapporto tra la velocità di scambio termico e le perdite di carico indotte dalla geometria. Il primo lavoro fu l'introduzione di una deviazione periodica del flusso in un andamento tortuoso di un canale rettilineo effettuato da Asako. L'uso di un micro canale così tortuoso porta ad un aumento del trasferimento del calore rispetto al canale rettilineo del 77% per un numero di Reynolds intorno a 1000. Questo miglioramento è dato dall'aumento dei livelli di turbolenza locali nei meandri, a spese di un notevole aumento della perdita di pressione, cioè intorno al 95%; si notò come inserendo un moto turbolento in un canale rettilineo si possano ottenere elevati miglioramenti del trasferimento di calore, così sono state proposte diverse geometrie che potessero garantire il moto turbolento: pareti ondulate, scanalature laterali dei canali e nervature cilindriche in disposizioni sfaldate o in linea. In queste geometrie si riscontravano grandi deviazioni e cambiamenti di velocità del flusso dei fluidi e un aumento del numero di Nusselt a discapito di un aumento di perdita di pressione. Si è studiata la geometria a serpentina nei micro canali, facendo delle analisi dettagliate sul trasferimento del calore

a numeri di Reynolds fino a 200. I vortici di Dean sono stati osservati nelle regioni di flessione delle sezioni a forma di U; le forze centripete nelle sezioni di curva provocano degli squilibri del gradiente di pressione e velocità, con conseguente formazione di vortici e flussi secondari, sovrapposti al flusso primario, fornendo elevata miscelazione dei fluidi e miglioramenti del processo di trasferimento del calore. Nonostante le grandi prestazioni di micro canali serpentine a forma di U, Al-Neama ha proposto un lavoro sperimentale e numerico che mostra che questa configurazione è influenzata da un gradiente di temperatura elevato, tra l'ingresso e l'uscita del flusso, determinando una grande disomogeneità nel processo di scambio termico; Già ha analizzato il problema e ha proposto una soluzione attraverso un'indagine sperimentale di tre micro canali sinusoidali con sezioni trasversali rettangolari e diverse ampiezze ondulate; in questa indagine si è rilevato che in un regime di flusso laminare ( $300 < Re < 800$ ), in un canale o tratto rettilineo, le prestazioni di scambio termico si deteriorano lungo la direzione del flusso perché il flusso diventa più regolare e lo strato limite si ispessisce, in modo che i gradienti di temperatura diventino sempre più piccoli. Tuttavia, inserendo periodiche sezioni curvilinee, i flussi secondari generati aumentano il numero di miscelazioni, diminuendo così il gradiente di temperatura tra l'ingresso e l'uscita. Nandi e poi Lin hanno migliorato la capacità di trasferire il calore attraverso test di diverse condizioni di flusso in ingresso e la progettazione di micro canali ondulati con lunghezza d'onda variabile ed ampiezza lungo la direzione del flusso; rispetto alla configurazione standard ondoso-sinusoidale, è possibile notare un notevole aumento del trasferimento del calore ed una minore disomogeneità nel campo termico, dovuta alla formazione di vortici di diversa dimensione nelle sezioni trasversali del canale. Tuttavia si ha che le prestazioni complessive di questa configurazione risultano a numero di  $Re=800$ , inferiori rispetto a quella a serpentina. Hao e Chen hanno fatto delle indagini sul trasferimento di calore e sulla perdita di pressione in otto canali in alluminio serpentino di diverse lunghezze (da 2 mm a 3,8 mm) e ad altezza fissa, ricoperta da una piastra adiabatica, per diversi numeri di Reynolds (da 1000 a 2300); si è notato che il regime turbolento ha portato ad un aumento del trasferimento di calore a scapito della perdita di pressione, più grande rispetto a quella laminare, a conferma che l'aumento del numero di Reynolds ed il passaggio alla turbolenza potrebbe essere un'altra soluzione per aumentare l'efficienza dei micro scambiatori di calore, oltre al cambiamento della geometria. Si è lavorato sui comportamenti termoidrodinamici di due sezioni quadrate ( $1 \times 1 \text{ mm}^2$ ) a canali serpentine: una convenzionale ed una sinusoidale ondulata. Per testare le proprietà del trasferimento di calore in relazione al comportamento del flusso del fluido, questa ricerca è stata estesa dalla gamma tipica di numeri di Reynolds in regime laminare, da 50 a 1500, fino al numero di Reynolds di 4000, ovvero nel regime turbolento. In generale le efficienze sono calcolate considerando il numero di Nusselt ed i grafici delle perdite di carico in funzione del numero di Reynolds.

### 6.2.2.2 Preparazione sperimentale e materiali

La configurazione sperimentale consiste in una cella riscaldata da una piastra calda e alimentato da una pompa a siringa. Il setup, abbozzato in (figura 14) è progettato per effettuare misure di

temperatura e misure di micro Particle Image Velocimetry ( $\mu$ PIV) al fine di indagare gli aspetti termici e la fluidodinamica delle diverse geometrie cellulari testate in laboratorio. La pompa a siringa Landgraf, è dotata di una siringa da 140 ml e può essere impostata a diverse velocità di flusso nell'intervallo tra 113 $\mu$ l/h a 12060ml/h; viene utilizzata acqua distillata come fluido di lavoro. La piastra riscaldante viene utilizzata per mantenere il sistema sotto a flusso di calore costante, mentre le termocoppie di tipo K vengono utilizzate per misurare l'acqua in uscita e le temperature della superficie della cella, come illustrato in (figura 13), La cella è posizionata sotto una telecamera ad alta velocità per l'alta risoluzione dell'immagine nella zona di interesse. Per eseguire misurazioni  $\mu$ PIV, l'acqua viene seminata da un vetro cavo su traccianti sferici di dimensioni medie di 15 $\mu$ m e caratterizzati da una scala dei tempi 1,375x10<sup>-5</sup> s. Le misurazioni termiche sono state eseguite in un intervallo compreso tra 0,1 m/s (portata di 6 ml/min) e 4 m/s (portata di 240 ml/min), risultando così in un numero minimo di Reynolds intorno a 100 ed un numero massimo di Reynolds intorno a 4000, a valori costanti di temperatura della sorgente calda pari a 50<sup>o</sup> e 70<sup>o</sup>C. La sorgente calda è a diretto contatto con il lato inferiore della cella (vedi figura 14).

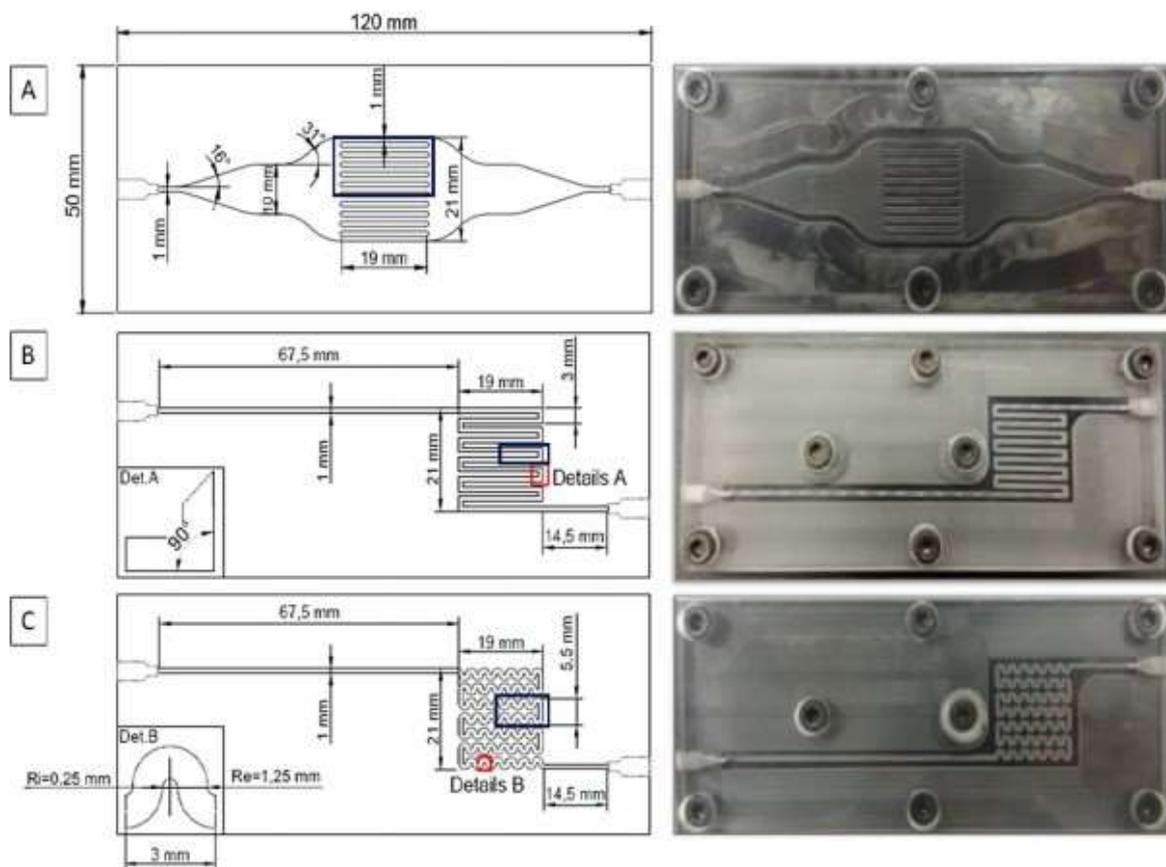


Figura 14: schema tecnico (colonna sinistra) e immagine (colonna di destra) della vista dall'alto dei micro canali. (A) canali paralleli rettilinei; (B) serpentina standard; (C) serpentino-ondulato

La misura della temperatura dell'acqua in ingresso è presa all'interno del serbatoio di alimentazione dell'impianto, mentre la temperatura dell'acqua all'uscita viene misurata immediatamente a valle del tubo d'uscita della cella. Per misurare la temperatura della superficie in alluminio, raffreddata

mediante il fluido di lavoro, tre termocoppie sono posizionate all'interno del fondo laterale, al centro della zona di scambio termico e ad una profondità di 0,5 mm. Infine, per valutare l'efficienza di scambio termico per ciascuna geometria, la perdita di carico ( $\Delta P$ ) lungo la direzione assiale del canale è misurata da un sensore di pressione relativa; il sensore è posto sul tubo di mandata del fluido, nella stessa posizione per ciascuna cella, al fine di misurare il carico di pressione dato da ciascuna geometria come una resistenza al movimento della pompa a siringa. Il campo di funzionamento del sensore va da 70 mBar a 7 bar. I micro canali di diverse geometrie sono composte da un lato inferiore in alluminio e da un lato superiore in plexiglass. Il canale è fresato sulla parte adiabatica della cella per aiutare le applicazioni di raffreddamento di scambiatori di calore di piccole dimensioni su dispositivi industriali esistenti. La struttura complessiva ha una lunghezza complessiva totale di 120 mm, una larghezza di 50 mm e un'altezza di 22 mm; per tutte le celle il fianco in plexiglass ha un'altezza di 10 mm, mentre il lato di alluminio ha un'altezza di 12 mm, per consentire l'inserimento delle termocoppie. I canali delle configurazioni a serpentina, aventi una sezione quadrata di  $1 \times 1 \text{ mm}^2$ , sono disposti in due percorsi differenti, vedi pannelli A e B in (figura 14); la serpentina A è un canale standard con un'area di scambio termico di  $297 \text{ mm}^2$ , una lunghezza equivalente di 297 mm ed un angolo incluso pari a  $90^\circ$ , la serpentina B è un canale serpentino-ondulato con area di scambio termico di  $354 \text{ mm}^2$  e lunghezza equivalente pari a 354 mm, inoltre ogni elemento ondulato ha un raggio interno di 0,25 mm ed un raggio esterno di 1,25 mm. Questa configurazione è anche caratterizzata da elementi ad U con due sezioni orizzontali con una lunghezza di 19 mm ed una sezione verticale con una lunghezza di 5,6 mm. Entrambe le configurazioni presentano una sezione di prova di  $19 \times 21 \text{ mm}$  ed una lunghezza del canale d'ingresso di 67 mm per consentire uno sviluppo completo dei campi termico e di velocità. La sezione di prova è composta da 11 condotti  $1 \times 1 \text{ mm}$  e sezione quadrata e ha le stesse dimensioni delle serpentine di tipo A e B, ma i canali d'ingresso e di uscita hanno una geometria diversa e ben studiata per consentire la distribuzione omogenea del flusso all'interno di ogni canale, come mostrato in (figura 14). L'area di scambio termico è di circa  $947 \text{ mm}^2$  con una distanza tra il foro di entrata e quello di uscita di circa 101 mm.

### 6.2.2.3 Contesto e definizioni

La diffusione della quantità di moto in un fluido, associato allo sviluppo dello strato limite idrodinamico, e alla diffusione del calore, associati allo sviluppo dello strato limite termico, sono fenomeni correlati, descritti dal numero di Prandtl:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (65)$$

dove  $v$  e  $\mu$  sono rispettivamente la viscosità cinematica e dinamica,  $c_p$  è il calore specifico,  $\alpha$  è la diffusività termica e  $k$  è la conducibilità termica del fluido. Lo sviluppo simultaneo di entrambi gli strati influenza notevolmente il profilo della temperatura e quindi il trasferimento di calore per convezione

$$\dot{q}_{conv} = h(T_w - T_\infty) \quad (66)$$

$$h = \frac{-k \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}}{(T_w - T_\infty)} \quad (67)$$

dove  $h$  è il coefficiente di scambio convettivo,  $T_\infty$  è la temperatura di mandata,  $T_w$  è la temperatura media della parete interna e  $\left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}$  denota il gradiente di temperatura lungo l'asse  $y$  nello strato limite. La media del numero di Nusselt spiega l'importanza relativa tra il trasferimento di calore convettivo e quello conduttivo. Nei micro canali riscaldati sotto una costante condizione di flusso di calore, è generalmente ottenuto dai dati sperimentali come:

$$Nu = \left( \frac{D_h}{k} \right) \times \frac{\dot{m} C_p (T_{b,out} - T_{b,in})}{A_s (T_w - T_b)} \quad (68)$$

dove  $\dot{m}$  è la portata massica,  $D_h$  indica il diametro idraulico e  $A_s$  è la superficie del canale riscaldata. La conducibilità termica del fluido è calcolata alla temperatura media del fluido alla rinfusa, definita come valore medio tra la temperatura del fluido sfuso all'ingresso e all'uscita del canale:

$$T_b = \frac{T_{b,out} - T_{b,in}}{2} \quad (69)$$

Il diametro idraulico è definito come:

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (70)$$

dove  $A_c$  l'area della sezione del canale e  $p$  il perimetro bagnato. La normalizzazione del numero di Nusselt utilizzando l'area della superficie del canale riscaldata permette di tener conto delle differenze dimensionali tra le configurazioni. Inoltre, gli effetti dinamici dovuti al flusso del fluido vengono mantenuti nel numero di Reynolds

$$Re = \frac{\rho U l}{\mu} \quad (71)$$

in cui  $\rho$  è la densità del fluido,  $U$  è la velocità media del flusso del fluido e  $l$  è una lunghezza caratteristica del sistema. Grazie alla relazione tra strato limite idrodinamici e termici dati dal numero di Prandtl, nei dispositivi di trasferimento di calore le interazioni tra flusso ed i campi termici sono solitamente riportati in termini di numero di Nusselt in funzione del numero di

Reynolds, in modo tale che il numero di Nusselt sia funzione sia del numero di Reynolds che di quello di Prandtl. Inoltre, per valutare le prestazioni di flusso e le prestazioni del trasferimento di calore di configurazioni geometriche di vario tipo, si valutano le perdite di carico in base al fattore d'attrito di Fanning,  $f$ , determinato come:

$$f = - \left( \frac{D_h}{0,5\rho U^2} \right) x \frac{\Delta P}{l} \quad (72)$$

dove  $\Delta P$  è la perdita di pressione lungo la direzione assiale e  $l$  è la lunghezza calcolata per ciascuna geometria lungo la linea mediana del canale. Infine, l'efficienza di scambio termico dei dispositivi è calcolato dividendo il numero medio di Nusselt per il fattore d'attrito di Fanning, entrambi dipendenti dal numero di Reynolds:

$$\varepsilon = \frac{Nu(Re, Pr)}{f(Re)} \quad (73)$$

si è calcolato inoltre un altro fattore di prestazione,  $\varepsilon'$

$$\varepsilon' = \frac{Nu/Nu_L}{(f/f_L)} \quad (74)$$

dove  $Nu_L$  è la soluzione esatta per il numero di Nusselt ottenuto per un flusso laminare su una piastra isoterma piana

$$Nu_L = 0,3Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}} \quad (75)$$

e  $f_L$  è la soluzione esatta per il fattore d'attrito di Fanning ottenuto nelle condizioni laminari

$$f_L = \frac{64}{Re} \quad (76)$$

Un altro indicatore che contribuisce alla miscelazione e allo scambio termico è il tasso di produzione dell'entropia. Poiché qualsiasi processo che non si trova all'equilibrio è irreversibile,

dalla seconda legge della termodinamica è possibile definire la produzione di entropia,  $S$ , in funzione dei gradienti di temperatura e velocità. In questo studio viene considerato solo il contributo cinetico

$$S = \frac{k}{T_{\infty}^2} \left[ \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] + \frac{\mu}{T_{\infty}^2} \left[ 2 \left\{ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right\} + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (77)$$

Per tutte le geometrie, il lato della sezione quadrata del canale, pari a  $10^{-3}$  m, viene scelta come dimensione caratteristica del sistema (l) e le velocità alla rinfusa (U) sono calcolate dai valori di portata:

$$U = \frac{\dot{Q}}{S} \quad (78)$$

dove  $\dot{Q}$  è la portata volumetrica e  $S$  è la sezione del canale uguale a  $1 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ . Le proprietà termiche:  $c_p$  il calore specifico e  $k$  la conducibilità termica del fluido, sono calcolati alla temperatura media del fluido alla rinfusa. In particolare vengono valutati sulla base del seguente modello empirico

$$c_p = -10^{-4} T_b^3 + 0,028 T_b^2 - 1,753 T_b + 4206 \quad (79)$$

$$k = 2,72 \times 10^{-1} T_b^5 - 6,12 \times 10^{-8} T_b^4 + 4,84 \times 10^{-6} T_b^3 - 1,64 \times 10^{-4} T_b^2 + 3,62 \times 10^{-3} T_b + 0,56 \quad (80)$$

Infine si determina la portata massica  $\dot{m}$  a partire dalla portata volumetrica  $\dot{Q}$  moltiplicata per densità del fluido di lavoro  $\rho$  a  $21^\circ\text{C}$

$$\dot{m} = \rho \dot{Q} = \rho U S \quad (81)$$

In questa sezione viene quantificata e confrontata la capacità di scambio termico delle celle a serpentina standard ed a serpentina ondulata con i canali paralleli dritti con valori di Reynolds compresi tra 100 e 4000, con un valore costante della temperatura della sorgente calda impostato a  $70^\circ\text{C}$ . Le prestazioni termiche del canale sono valutate con un diagramma Nusselt-Reynolds,

considerando che tanto è maggiore il numero di Nusselt quanto è maggiore il trasferimento di calore per convezione, quindi per quantificare e confrontare l'efficienza dello scambio termico di ciascuna geometria, i parametri di efficienza sono stimati considerando le perdite di carico. Per ottenere il numero di Nusselt in ogni condizione, è stata stimata la temperatura d'equilibrio raggiunta dall'acqua in uscita e dalla superficie successiva. La temperatura d'equilibrio è determinata analiticamente sulla base del seguente modello fisico applicato a tutti i dati sperimentali a differenti portate. I coefficienti  $a, b, c, \dots$  che sono diversi per ciascuna portata, si ottengono applicando l'interpolazione iterativa dei minimi quadrati ai dati sperimentali

$$T(t) = ae^{-bt} + c \quad (82)$$

Le tendenze alla temperatura d'equilibrio sono rappresentate nella (figura 15) per la configurazione del canale parallelo rettilineo. Tutte le misurazioni sperimentali vengono effettuate con un gradiente di temperatura tra l'acqua in ingresso e la parete riscaldata di circa  $50^{\circ}C$ . All'aumentare della portata la quantità di calore trasferito all'acqua dall'ingresso all'uscita è ridotta, grazie ad un minor tempo di percorrenza del fluido raffreddato all'interno del dispositivo. Nella (figura 16) è rappresentato il numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds. Nel riquadro in alto a sinistra della (figura 16) sono evidenziati i valori di Nusselt per  $1000 < Re < 5000$  per meglio rappresentare l'andamento delle curve per il regime turbolento. Per poter fornire dei dati sul trasferimento di calore relativo alle celle testate, è importante tener conto che la principale differenza data dai moti convettivi, per quanto riguarda il trasferimento del calore, è un ulteriore intenso meccanismo di trasferimento di calore nelle direzioni radiali e azimutale, fornendo un elevato trasferimento di energia attraverso il flusso in una data posizione assiale. Nella (figura 16) è evidente che entrambe le celle con serpentine mostrano numeri di Nusselt più grandi rispetto a quelli della configurazione a canale parallelo.

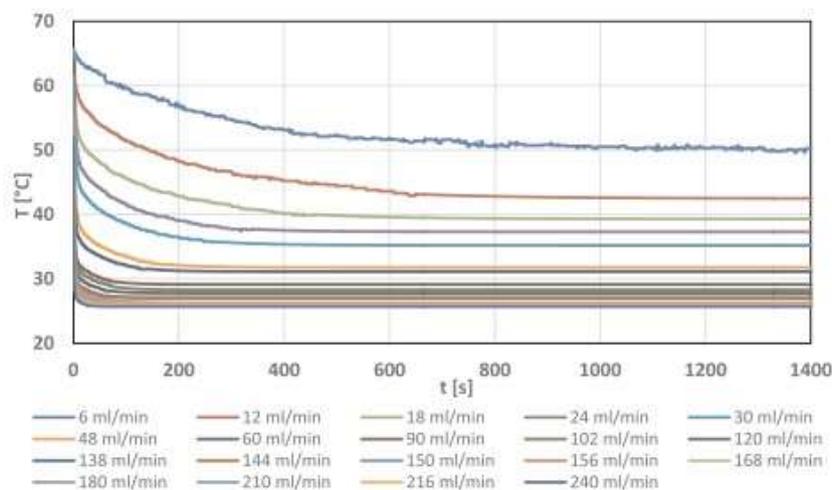


Figura 15: temperature d'equilibrio per l'acqua in funzione del tempo e della portata per la cella a canali paralleli rettilinei a  $70^{\circ}C$

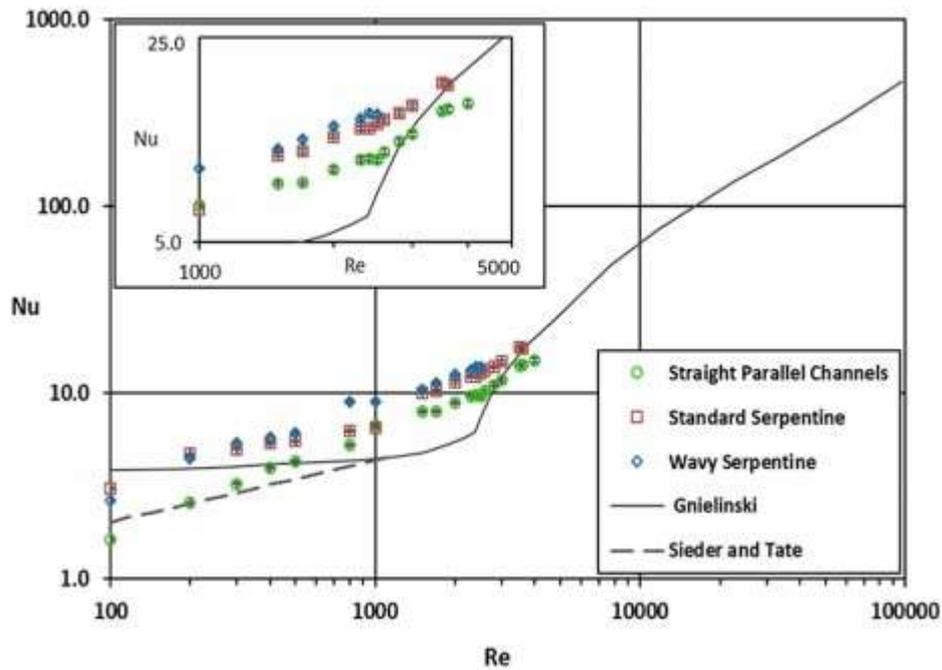


Figura 16: confronto dei numeri medi di Nusselt in funzione del numero di Reynolds ottenuto per le tre celle testate con relative barre di errore

La serpentina con canale ondulato raggiunge i valori più alti del numero di Nusselt, questa configurazione consentirebbe la massima efficienza per il trasferimento del calore, invece la configurazione del canale parallelo mostra un'efficienza minore, questo perché non si sono ancora considerati i valori della velocità; considerando i diversi regimi di flusso, si può osservare che ci sono molte differenze in regime laminare, mentre in regime turbolento le differenze vengono attenuate, poiché le configurazioni a serpentina rispetto ai canali paralleli potrebbero favorire l'accelerazione ed il ricircolo del flusso già in condizioni laminari. In (figura 17) si ha la rappresentazione del numero di Nusselt in funzione del numero di Prandtl, inoltre di seguito la correlazione ottenuta nel caso di flusso laminare su una piastra isoterma piana:

$$Nu = 0,3Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{con } 0,6 \leq Pr \leq 50 \quad (83)$$

si nota che per numeri di Prandtl maggiori di 7,5 le differenze tra le geometrie testate sono meno pronunciate, a causa di una netta variazione della pendenza in entrambe le curve a celle serpentine. All'aumentare del trasferimento di calore si ha anche un aumento delle perdite di pressione, valutate con il fattore di Fanning. I risultati sperimentali per le perdite di carico ed il fattore d'attrito sono riportati rispettivamente in (figura 18a e b); le perdite di carico hanno un andamento non lineare. I risultati sono molto simili per il canale parallelo e le celle serpentine standard, mentre per le serpentine ondulate abbiamo valori maggiori, a causa delle serie di curve, che indica una direzione continua della direzione del flusso, ed a causa della presenza di regioni di ricircolo sia in condizioni laminari che turbolente. Per valutare il fattore di Fanning dalle perdite di carico, è necessario calcolare il diametro idraulico e la lunghezza equivalente per ciascuna cella. Dalla (figura 18 b), si

nota che il fattore di Fanning per il canale parallelo è molto più alto di quello delle altre due geometrie.

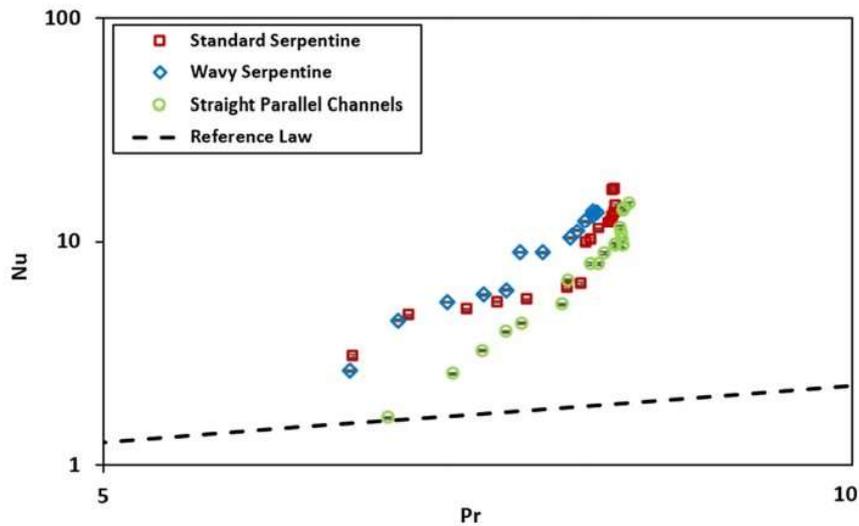


Figura 17: confronto dei numeri medi di Nusselt in funzione del numero di Prandtl ottenuto per le tre celle testate on le barre di errore

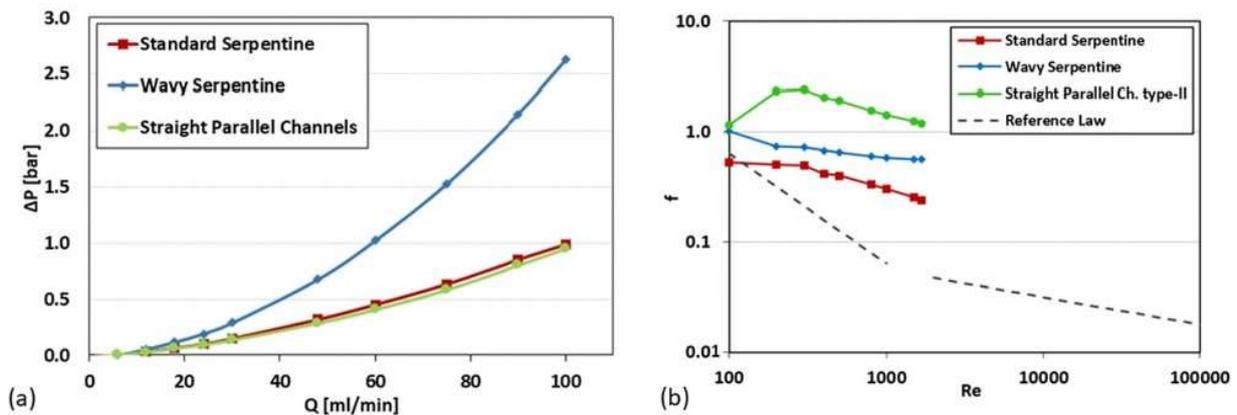


Figura 18: (a) perdita di carico relativa in funzione della portata per i tre canali; (b) fattore di attrito di Fanning in funzione del numero di Reynolds

La serpentina standard mostra maggiori prestazioni per numeri di Reynolds intermedi, mentre ha prestazioni inferiori a numeri di Reynolds al di fuori dell'intervallo 600-1400. Ora verranno illustrate le misurazioni  $\mu$ PIV che vengono utilizzate per un maggiore dettaglio delle prestazioni del calore globale scambiato in ogni configurazione di cella sulla base del campo di velocità locale e dei fenomeni fluidodinamici. Lo scopo delle misurazioni  $\mu$ PIV è quello di individuare le cause dell'efficienza di scambio termico e delle perdite di carico, attraverso la visualizzazione di vortici ed aree di accelerazione eseguite su piani 2D paralleli alla parete riscaldata. In corrispondenza di curve e tratti curvi, le principali regioni di separazione prendono posto su piani paralleli alla superficie inferiore riscaldata e questi sono influenzati principalmente dalle perdite di carico. Nella (figura 19) viene confrontata la mappa dei vettori di velocità delle tre celle ad una portata 30

ml/min, per la configurazione a canale parallelo, essendo rappresentate sia le sezioni interne che quelle esterne. Inoltre nella (figura 20) vengono visualizzati i dettagli dei campi vettoriali di velocità media per i canali serpentino e ondulato nelle sezioni di piega. Per la configurazione a canale parallelo si ha che il flusso in ingresso e in uscita è molto uniforme. Si hanno modifiche rilevanti all'ingresso di ciascun canale che danno luogo ad accelerazioni locali senza alcuna separazione rilevante, e sotto forma di piccole regioni di ricircolo separate in corrispondenza degli incroci di uscita dei diversi canali. D'altra parte per la cella a serpentina standard, (figura 19b) ad ogni curva a  $90^\circ$ , si osserva una forte separazione, con accelerazione locale, come mostrato anche dall'ispezione dettagliata della (figura 20). Le forze centripete nella sezione di curva causano uno squilibrio del gradiente di pressione e velocità, con una conseguente generazione di vortici e flussi secondari, noti come instabilità di Dean o vortici di Dean, sovrapposti al flusso primario fornendo un'elevata miscelazione del fluido; ciò potrebbe aumentare notevolmente il trasferimento del calore locale, come conseguenza delle accelerazioni locali e la dimensione del canale residuo relativamente grande. Una condizione simile si osserva per la cella a serpentina ondulata, (figura 19c), che mostra periodico ricircolo di grandi portate e canale di dimensioni ridotte, anche se con grandi accelerazioni locali.

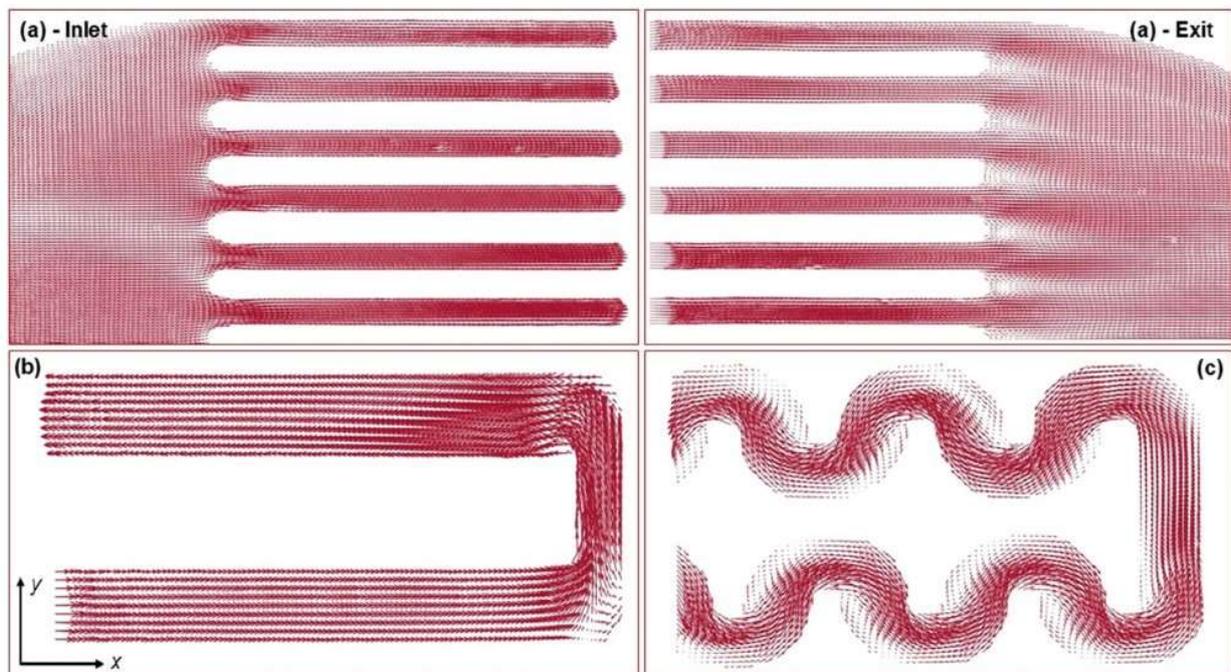


Figura 19: campi dei vettori di velocità media a 30 ml/min (a) canali paralleli dritti; (b) serpentina standard; (c) serpentina ondulata

Il numero di Dean è calcolato secondo la definizione:

$$De = Re \sqrt{\frac{D_h}{2R}} \quad (84)$$

dove  $D_h$  indica il diametro idraulico e  $R$  indica il raggio di curvatura. Per una portata di 30 ml/min ( $Re= 500$ ) la serpentina standard è caratterizzata da un numero di Dean di 353,5, mentre per la serpentina ondulata è di 408,3, evidenziando una maggiore presenza di strutture vorticoshe in corrispondenza di strutture curvilinee che aumentano la capacità di scambio termico. Questi risultati dell'analisi dei vettori di velocità sono concordi con quello della misurazione termica, dimostrando che il motivo principale per il numero crescente di Nusselt per le celle serpentine rispetto alla cella parallela, a velocità di flusso simili, dipende da accelerazioni locali ad alta tensione.

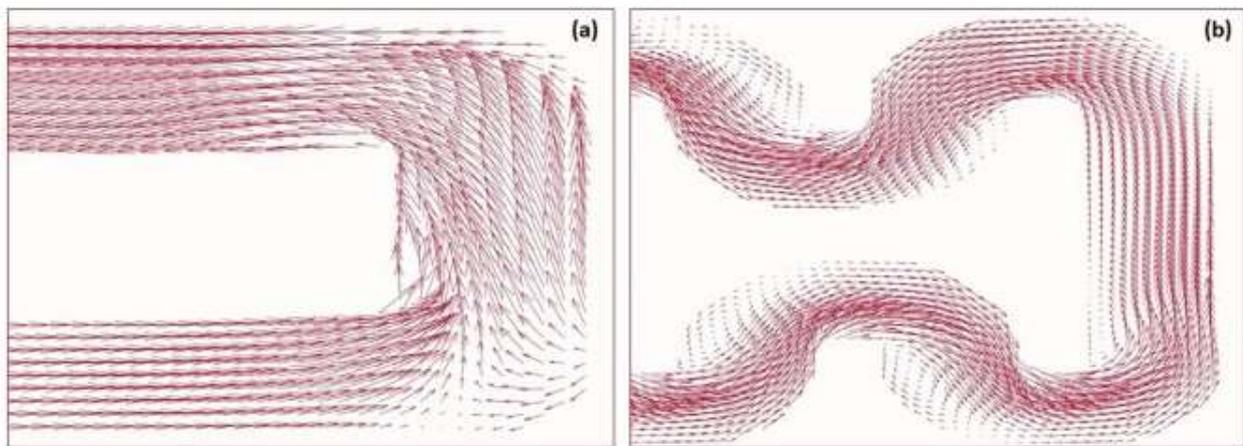


Figura 20: dettaglio dei campi di vettori di velocità media a 30 ml/min nelle sezioni di piega (a) serpentina standard (b) serpentina ondulata

## 6.2.2.4 Conclusioni

Sono stati studiati e confrontati i comportamenti termoidrodinamici di una sezione quadrata con cella a serpentina standard ed una nuova cella a serpentina sinusoidale ondulata rispetto ad una configurazione con canale parallelo rettilineo. In conclusione, dalle diverse analisi sperimentali effettuate (osservazione del diagramma Nusselt-Reynolds, analisi  $\mu$ PIV), si è giunti a dire che la configurazione a serpentina standard avesse le migliori prestazioni di scambio termico con le minor perdite di carico. [6]

## 7 Introduzione al dissalatore

Il dissalatore è un macchinario atto a togliere il sale dall'acqua salata in modo da farla diventare dolce, nel nostro caso opera con il procedimento di “ distillazione a compressione di vapore”, ovvero la tecnologia in cui, tramite una compressione meccanica o un “jet stream”, si comprime il vapore prodotto da acqua marina riscaldata che, così compresso, condensa; con il calore latente di tale condensazione che viene utilizzato per produrre nuova evaporazione di acqua salina, mentre il vapore condensato costituisce il prodotto finale, ovvero un'acqua desalinizzata. Lo scopo della presente invenzione è quello di fornire un apparato che consenta di utilizzare strutture operative

molto più essenziali, più semplici, più leggere, meno costose, più accessibili ad un utilizzo diffuso rispetto a quelle tradizionali, aumentare in modo molto sensibile l'entità delle superfici di scambio termico per unità di volume di ingombro del dispositivo e poter così ridurre, senza perdita di resa quantitativa di condensato, il differenziale termico da applicare tra zona di condensazione e zona di evaporazione, conseguendo contestualmente un miglioramento di efficienza energetica. Il dissalatore è costituito da diversi componenti; in particolare analizzeremo gli scambiatori di calore. Gli scambiatori di calore del tipo in contro flusso sono utilizzati per preriscaldare l'acqua salina di alimentazione a mezzo: i) di acqua salina di spurgo, giunta ad una concentrazione prescelta, ii) di acqua che è stata condensata e iii) di spurghi di vapore provenienti dall'almeno un serbatoio di raccolta e di riscaldamento dell'acqua di alimentazione e dagli spurghi dei blocchi provenienti dalla parte superiore di detti blocchi ed effettuati per l'eliminazione dei gas atmosferici presenti nell'acqua alimentata. Abbiamo analizzato il bilancio termico del dissalatore: gli scambiatori di calore in contro flusso sono essenziali al raggiungimento di un buon bilancio termico, infatti, devono consentire il recupero di gran parte del calore contenuto negli effluvi per un sostanziale contenimento delle perdite termiche. Gli scambiatori di calore in contro flusso hanno la funzione di preriscaldare l'acqua di alimentazione e di portarla alla temperatura il più vicino possibile a quella di ebollizione iniziale del processo; il differenziale di riscaldamento mancante deve poi essere fornito come energia termica e quindi è importante la maggior efficienza possibile. Per il processo di scambio calorico a mezzo degli scambiatori in contro flusso si rileva che la capacità termica dei flussi acquosi in uscita uguaglierebbe quella del flusso in entrata; tuttavia, poiché una seppur piccola parte dell'acqua di alimentazione è separatamente preriscaldata dallo spurgo di vapore, la capacità termica dei flussi caldi in uscita risulta superiore a quella dell'acqua alimentata in contro flusso agli stessi (ciò diminuisce, a parità di coefficiente globale di scambio termico, il delta di temperatura ( $\Delta T$ ) tra il liquido preriscaldato e quelli riscaldanti). Valutando l'efficienza di scambio termico dei diversi scambiatori di calore a diverse sezioni, esposti nei paragrafi precedenti, si è giunti al fatto che la migliore efficienza di scambio termico con minor perdite di pressione nel nostro caso si è raggiunta utilizzando scambiatori di calore con canali di sezione quadrata. [7]

## 8 Introduzione CFD

La sigla CFD sta per Computational Fluid Dynamics, ovvero fluidodinamica computazionale; è una disciplina che si propone lo studio dei problemi fluidodinamici mediante l'utilizzo del computer, per prima cosa si va a creare la geometria da analizzare, poi si va a formare la Mesh, che determina il passo di integrazione spaziale per la soluzione delle equazioni discretizzate che descrivono il comportamento del sistema, impostando le diverse condizioni al contorno. Una Mesh di buona qualità risulta essenziale per l'ottenimento di risultati affidabili da parte del solutore; per essere ottimale deve soddisfare dei requisiti: fitta in zone di forti gradienti, rada in aree di bassi gradienti, celle poco distorte e rapporto di "stretching" contenuto. Il numero di nodi influenza la qualità della soluzione CFD e il tempo di calcolo, dunque una soluzione in cui si ha il numero minimo di nodi che si assicuri la precisione voluta. La qualità della Mesh è legata, inoltre, dall'allungamento  $\Delta R = \Delta Y / \Delta X$  e dalla distorsione, legata all'angolo  $\theta$ ; se  $\theta < 45^\circ$  o  $\theta > 135^\circ$  le celle sono distorte e la soluzione diviene poco accurata e/o instabile. Una volta sviluppata la Mesh bisogna impostare le varie condizioni: tipo di regime, velocità di ingresso del fluido, temperatura del fluido, il tipo di fluido, i valori di pressione, densità, momento, energia. In seguito si fanno calcolare al computer i residui, ovvero un grafico che mostra l'andamento delle velocità nelle diverse direzioni,

dell'energia e la continuità, in fine si ottengono i risultati, visualizzando la variazione di temperatura o le perdite di carico, la densità ed altri tipi di risultati. [7]

## 9 Presentazione analisi CFD

Utilizzando il programma Ansys, ho realizzato la geometria (figura 21) costituita da metà di una cella da 9 canali a sezione quadrata (canale di spessore di 0,2 mm, con quadrato interno di lato 7,6mm e quadrato esterno di 8mm), separando ogni canale ottenendo 6 corpi distinti, ho nominato le varie facce in modo da avere i canali in contro flusso; tre canali in cui scorre il fluido caldo e tre in cui scorre il fluido freddo, e da impostare le condizioni di simmetria e la periodicità. In seguito ho impostato le condizioni per realizzare la Mesh (ho inserito su ogni canale le condizioni di sweep con 500 punti di divisione e le condizioni di sizing con punti divisione: per i lati interni di 95 e per i lati esterni di 100); una volta realizzata la Mesh ho inserito le varie condizioni: regime laminare, le equazioni dell'energia, per l'ingresso del fluido caldo ho messo una temperatura di 373,15 K ed un valore di velocità pari a 0,074859 m/s, per l'ingresso del fluido freddo ho inserito una temperatura di 293,15 K ed un valore di velocità uguale a quello dell'ingresso del fluido caldo, per l'uscita del fluido caldo ho inserito una temperatura di 313,15 K, una pressione di 0 Pa, ho impostato come metodo specifico della direzione del contro flusso: "dalla cella più vicina", per l'uscita del fluido freddo ho inserito una temperatura di 353,15 K, una pressione di 0 Pa ed come metodo specifico della direzione del contro flusso "dalla cella più vicina". In seguito ho impostato i fattori di rilassamento espliciti pseudo transitori, inserendo un valore per la pressione di 0,2, del momento di 0,2, della densità di 0,5, delle forze del corpo di 0,5 e dell'energia di 0,5.

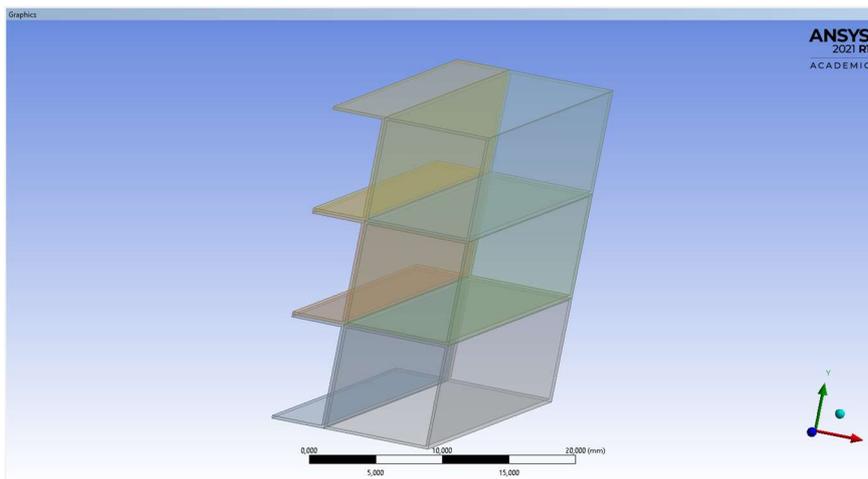


Figura 21: geometria micro canali

## 10 Risultati analisi CFD

Dall'analisi CFD eseguita con una velocità di ingresso dei fluidi pari a  $0,074859 \text{ m/s}$  ho ottenuto che la temperatura in uscita del fluido caldo risulta di  $295,2264 \text{ K}$ , quindi inferiore rispetto alla temperatura di ingresso, e che la temperatura in d'uscita del fluido freddo risulta di  $365,4624 \text{ K}$ , quindi maggiore rispetto all'ingresso; questo comporta che si ha scambio termico tra i due fluidi, inoltre ho ottenuto il grafico delle variazioni delle velocità nelle diverse direzioni, dell'energia e della continuità impostando un numero di iterazioni pari a 100 (figura 22), infine ho potuto verificare come varia la pressione e quindi le perdite di carico all'ingresso dei due fluidi (figura 23): si ha un valore minimo di pressione pari a  $-0,1192489 \text{ Pa}$  ed un valore massimo pari a  $133,5314 \text{ Pa}$ . Ho eseguito altri calcoli, impostando altri due valori di velocità di ingresso dei fluidi:  $0,050593 \text{ m/s}$  e  $0,147714 \text{ m/s}$ . Utilizzando il valore di velocità di  $0,050593 \text{ m/s}$  si ha un diverso grafico delle variazioni delle velocità nelle diverse direzioni, della continuità e dell'energia (figura 24). Si ha inoltre che la temperatura in uscita del fluido caldo è di  $295,4658 \text{ K}$ , mentre quella in uscita dal fluido freddo è di  $365,4209 \text{ K}$ ; si nota che, nonostante si sia utilizzato un diverso valore della velocità, le temperature d'uscita dei fluidi non sono variate in modo significativo. Per quanto riguarda la variazione della pressione dei fluidi in ingresso (figura 25), si ha che la pressione varia tra un valore minimo di  $-0,01548604 \text{ Pa}$  ed un valore massimo di  $86,59416 \text{ Pa}$ . Infine con il valore di velocità di  $0,147714 \text{ m/s}$  si ottiene il seguente grafico delle variazioni delle velocità nelle diverse direzioni, della continuità e dell'energia (figura 26); inoltre si ha che la temperatura d'uscita del fluido caldo viene di  $295,3544 \text{ K}$  e la temperatura d'uscita del fluido freddo viene di  $365,0672 \text{ K}$ . Infine per quanto riguarda la variazione della pressione del fluido in entrata si ha il seguente grafico (figura 27) con un valore per la pressione minima di  $-1,154678 \text{ Pa}$  e per la pressione massima di  $292,4078 \text{ Pa}$ .

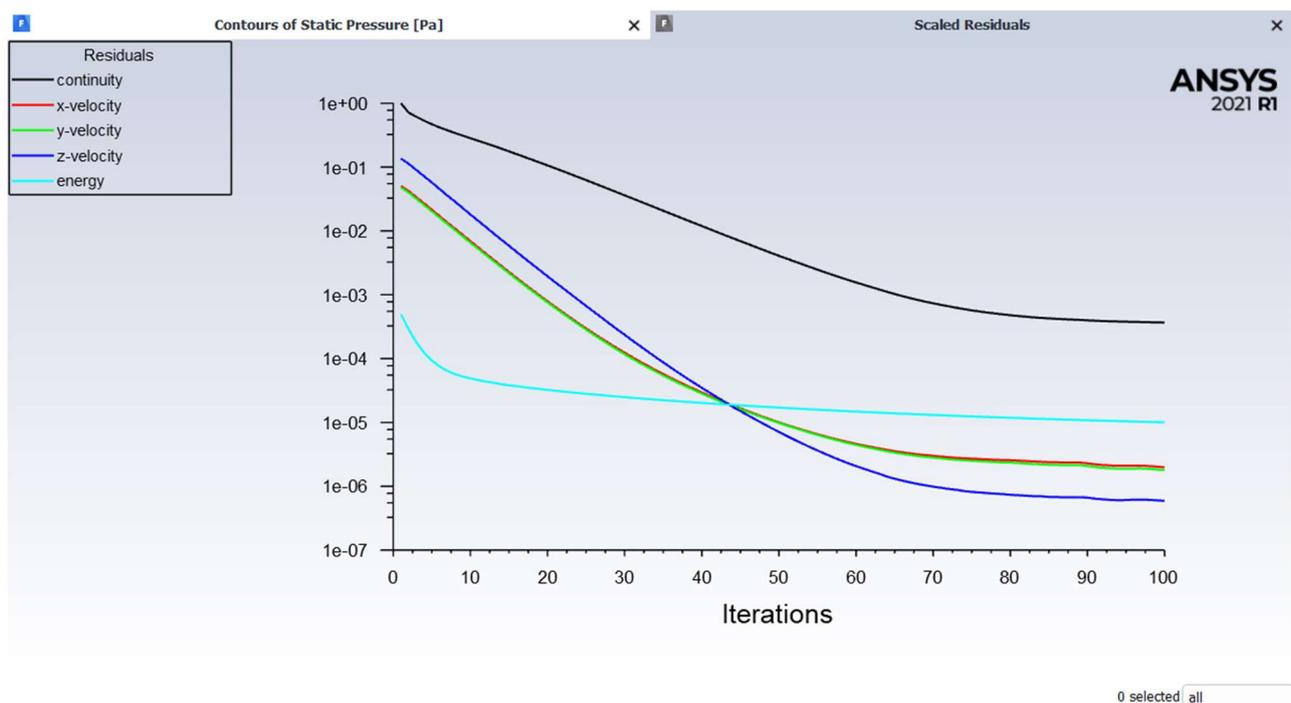


Figura 22: variazione delle velocità nelle diverse direzione, della continuità e dell'energia con velocità d'ingresso dei fluidi di 0,074859 m/s

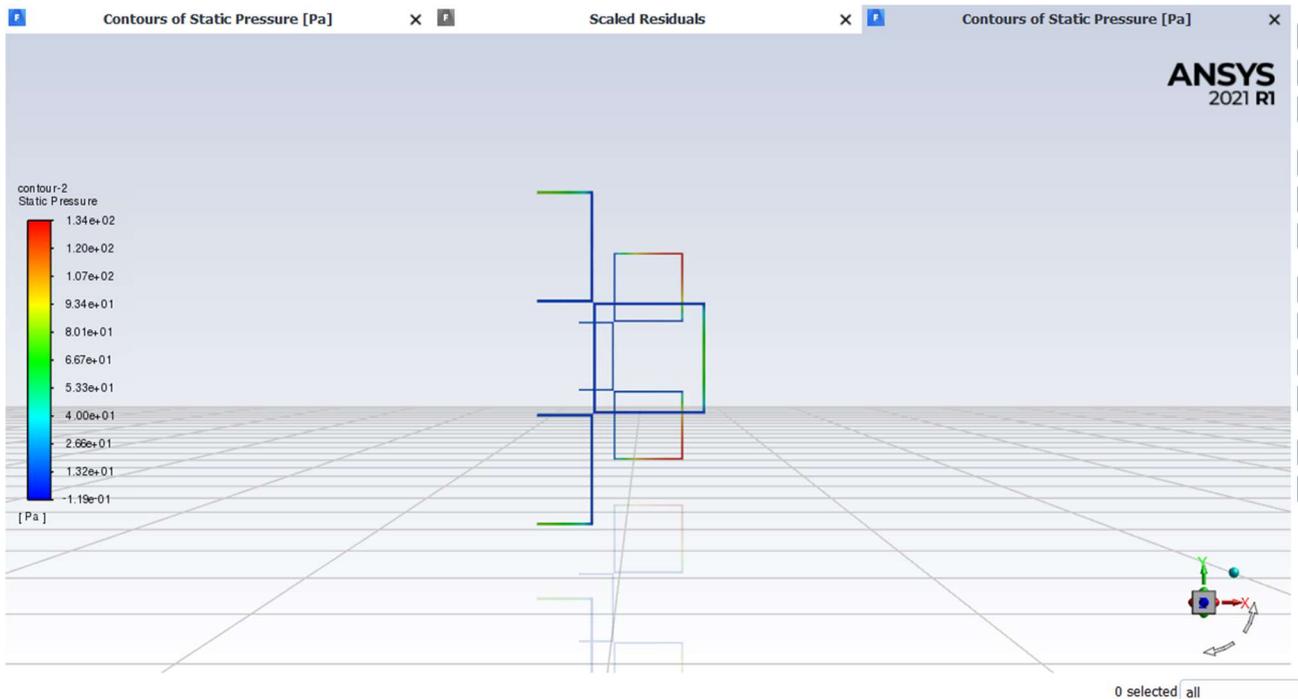


Figura 23: variazione della pressione dei fluidi in entrata con velocità dei fluidi in entrata di 0,074859 m/s

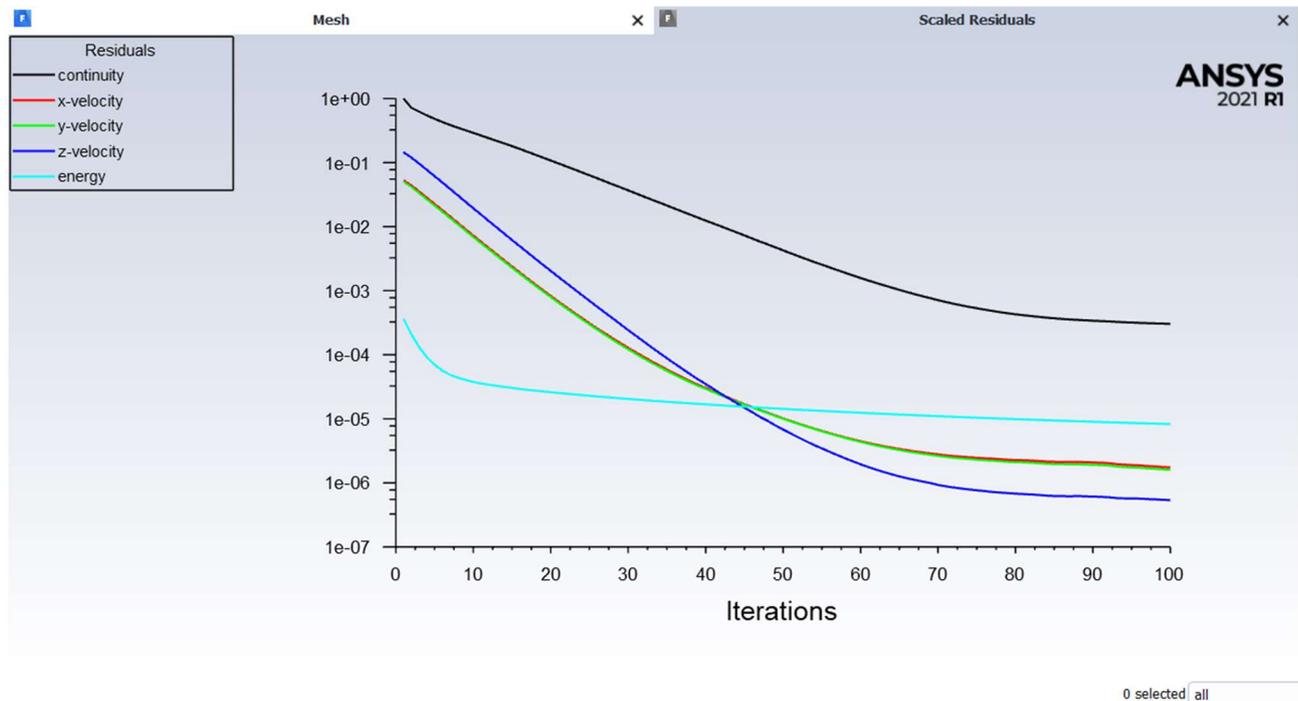


Figura 24: variazione delle velocità nelle diverse direzioni, della continuità e dell'energia con una velocità d'ingresso dei fluidi di 0,050593 m/s

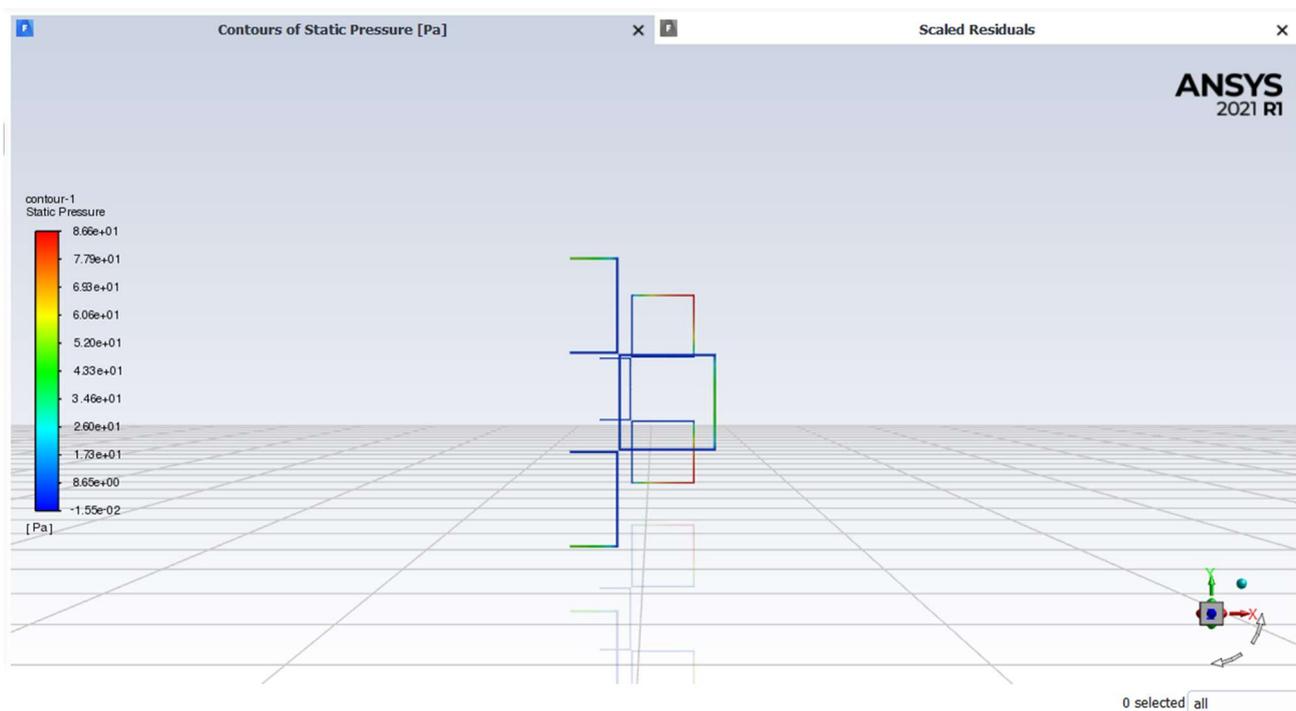


Figura 25: variazione della pressione dei fluidi in entrata con velocità dei fluidi in entrata di 0,050593 m/s

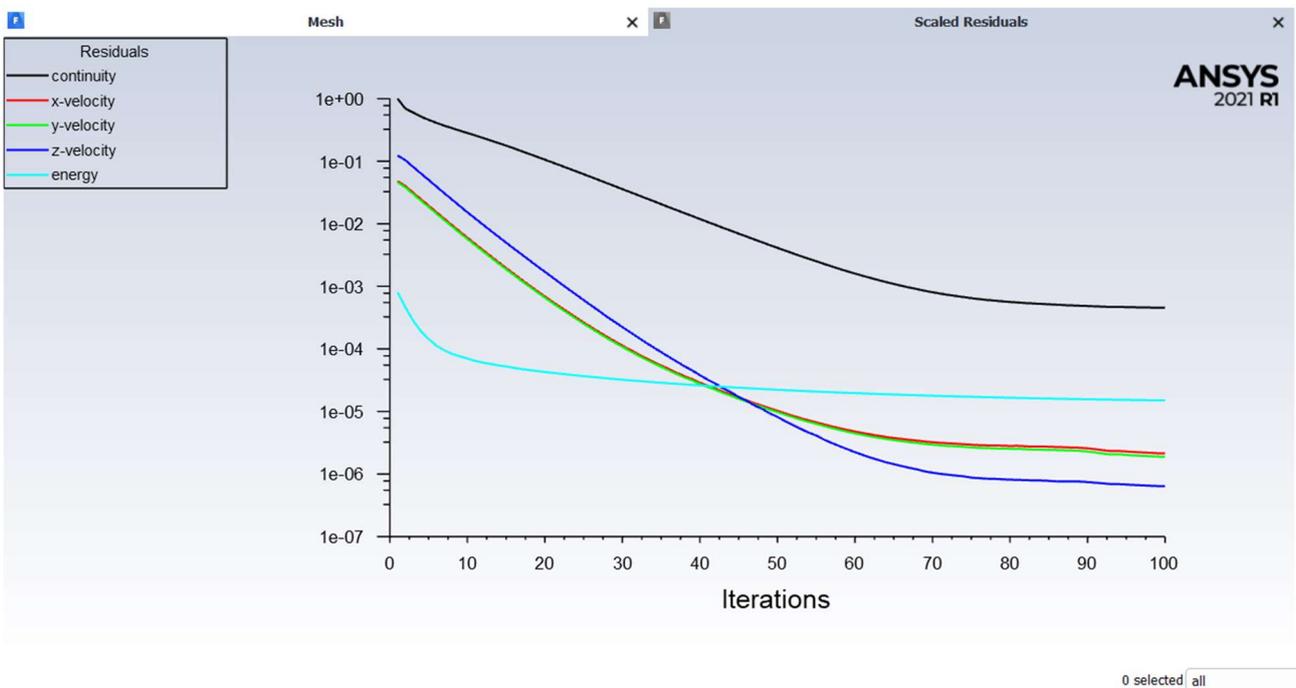


Figura 26: variazione delle velocità nelle diverse direzioni, della continuità e dell'energia con una velocità d'ingresso dei fluidi di 0,147714 m/s

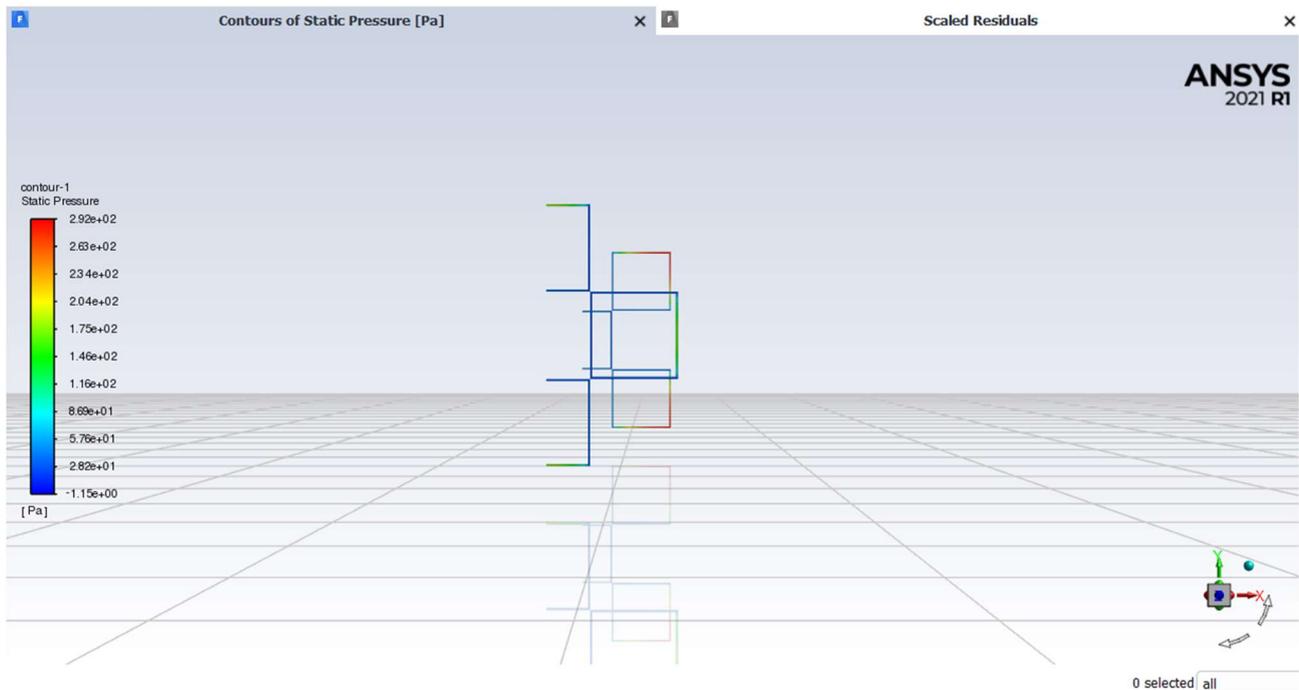


Figura 27: variazione della pressione dei fluidi in entrata con velocità dei fluidi in entrata di 0,147714 m/s

Oltre ad effettuare le simulazioni impostando per il momento e per l'energia "first order upwind", come sopra riportato, bisognava effettuare delle simulazioni impostando "second order upwind" per il momento e per l'energia, e fare le simulazioni anche in regime turbolento, si sono però riscontrati diversi problemi: poiché la Mesh non era conforme e i nodi non andavano a coincidere, non è stato possibile impostare il periodic sulle varie superfici, perciò, attraverso un processo iterativo, partendo dalle precedenti simulazioni, abbiamo impostato, per le superfici dove bisognava inserire la condizione di periodic, un flusso termico pari a quello che le simulazioni precedenti ci davano fra una parete e l'altra dei canali freddo e caldo; tuttavia si è riscontrato il problema che il flusso termico sulle varie superfici risultava zero dai calcoli sviluppati dal programma, invece non dovrebbe essere pari a zero. Si è constatato che poteva essere un problema legato al fatto che il volume non veniva rappresentato, perciò ho cercato di risolvere reimpostando la Mesh, in particolare si è analizzata la parte di geometria in cui vi era il contatto tra le pareti dei canali (figura 28) risolvendo il problema, ho anche effettuato delle simulazioni su questa geometria ed ho ottenuto la rappresentazione grafica delle variazioni delle velocità nelle diverse direzioni, dell'energia e della continuità (figura 29). In seguito ho effettuato delle simulazioni per la geometria completa con tutti i canali, con una velocità di 0,147714 m/s; prima ho eseguito delle simulazioni impostando il "first order upwind", poi impostando il "second order upwind"; infine ho fatto delle simulazioni anche con un regime turbolento. Una prima simulazione è stata effettuata per la velocità di 0,147714 m/s, nella (figura 30) sono rappresentate le variazioni delle velocità nelle diverse direzioni, della continuità e dell'energia: le prime 100 iterazioni sono state calcolate impostando "first order upwind" per l'energia e per il momento, nelle seconde 100 iterazioni si è impostato "second order upwind"; inoltre il grafico in (figura 31) ci mostra la variazione della pressione agli ingressi dei due fluidi, impostando "first order upwind"; con una pressione minima di -1,154678 Pa ed una pressione massima di 292,4078 Pa. Nel grafico di (figura 32) vi è rappresentata la variazione della pressione agli ingressi dei due fluidi, impostando "second order upwind" con un valore della pressione minima di -2,010209 Pa ed un valore massimo di 294,6061 Pa.

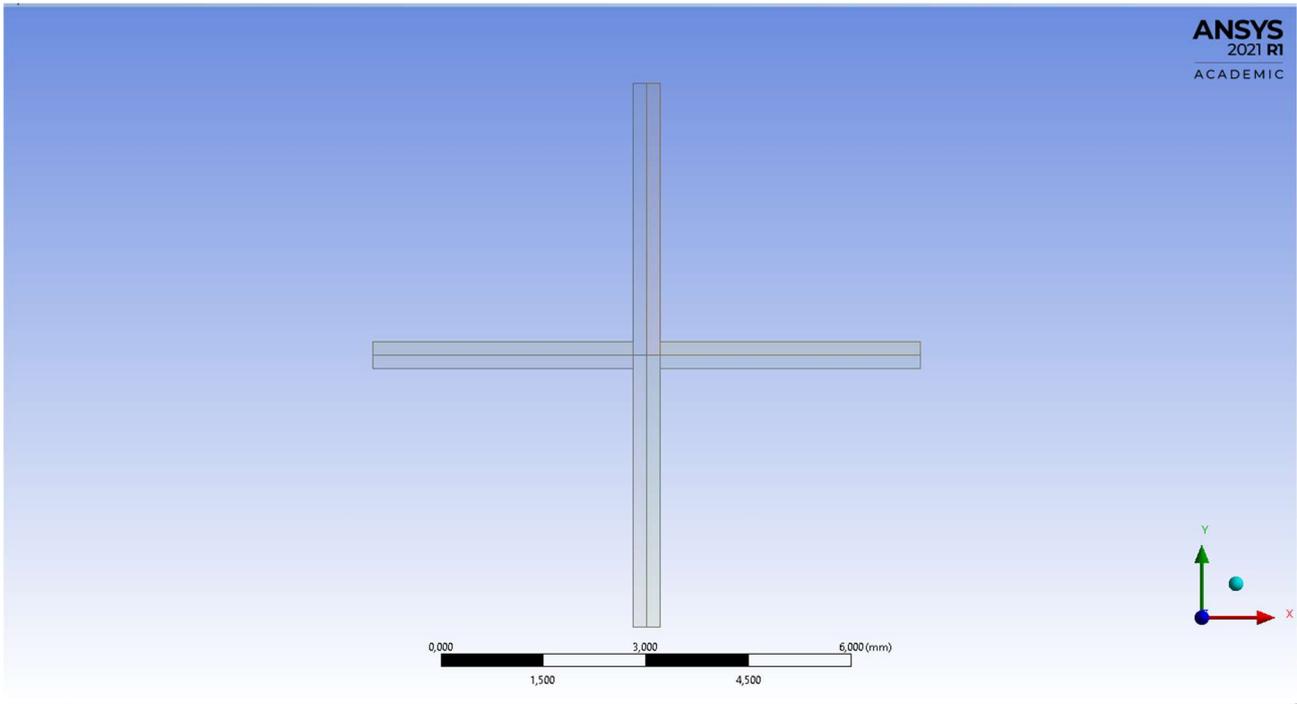


Figura 28: rappresentazione della geometria delle pareti dei canali in contatto tra di loro

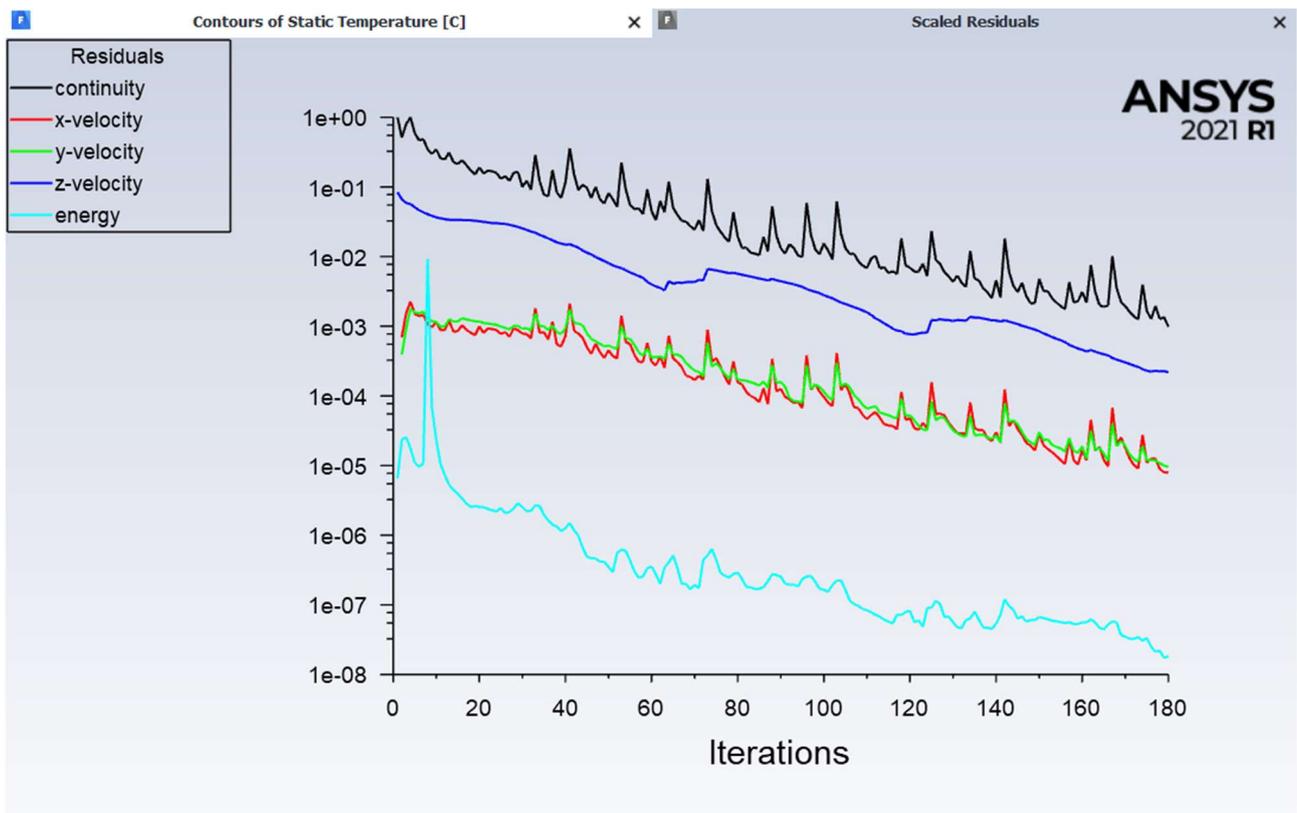


Figura 29: variazioni delle velocità nelle diverse direzioni, dell'energia e della continuità con una velocità d'ingresso pari a 0,053246129 m/s

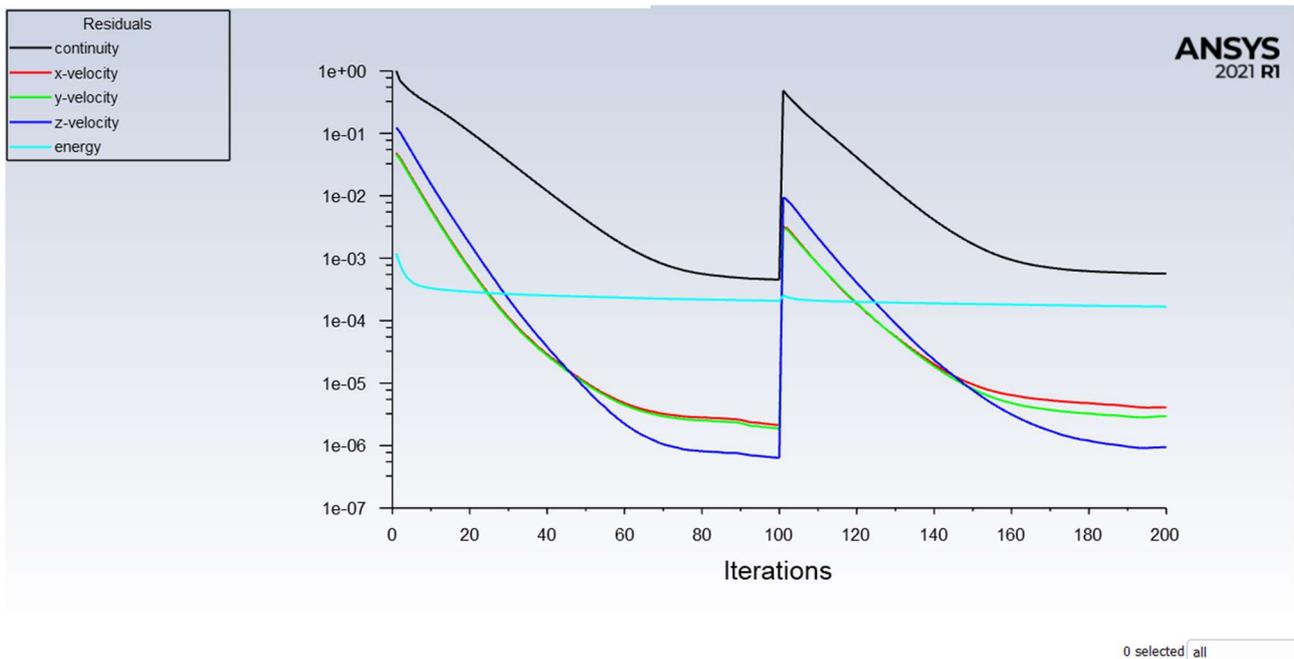


Figura 30: variazione delle velocità nelle diverse direzioni, della continuità e dell'energia impostando "first order upwind" e "second order upwind" per l'energia e per il momento, con una velocità d'ingresso dei fluidi di 0,147714 m/s

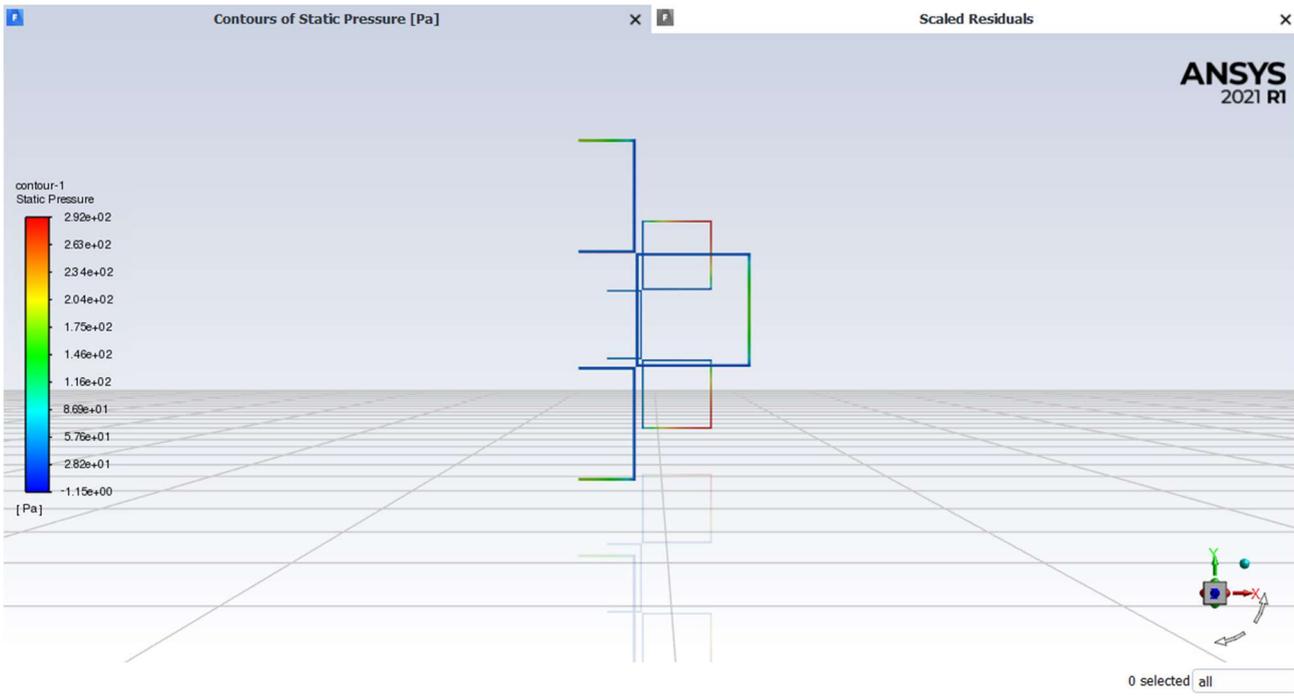


Figura 31: variazione della pressione dei fluidi in entrata con velocità dei fluidi in entrata di 0,147714 m/s, impostando "first order upwind"

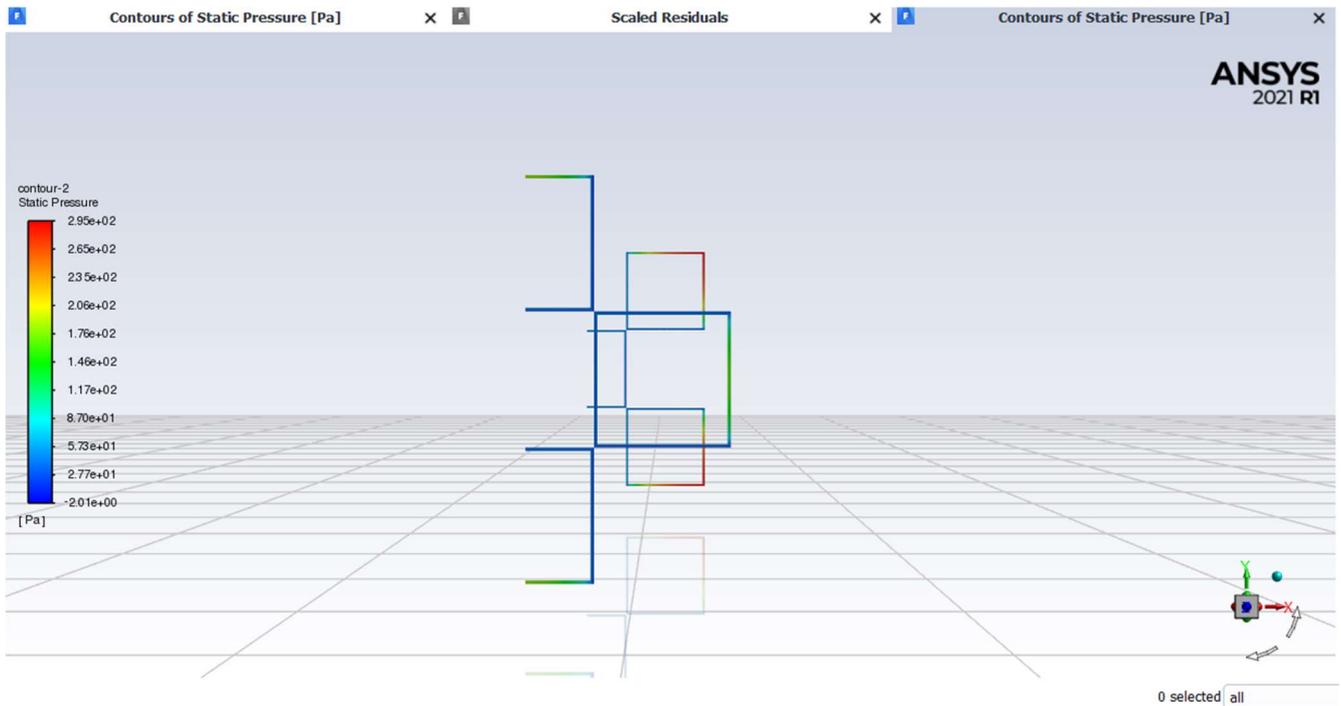


Figura 32: variazione della pressione dei fluidi in entrata con velocità dei fluidi in entrata di 0,147714 m/s, impostando “second order upwind”

Nella (figura 33) vi è rappresentato il grafico della variazione delle velocità nelle diverse direzioni, della continuità, dell’energia, di epsilon e di k, per le prime 100 iterazioni, impostando per il momento, per l’energia cinetica turbolenta, per la velocità di dissipazione turbolenta e per l’energia “first order upwind” e per le seconde 100 iterazioni “second order upwind”. In seguito nella (figura 34) è rappresentata la variazione delle pressioni in ingresso con un valore minimo della pressione pari a -1,359998 Pa ed un valore massimo pari a 309,5831 Pa.

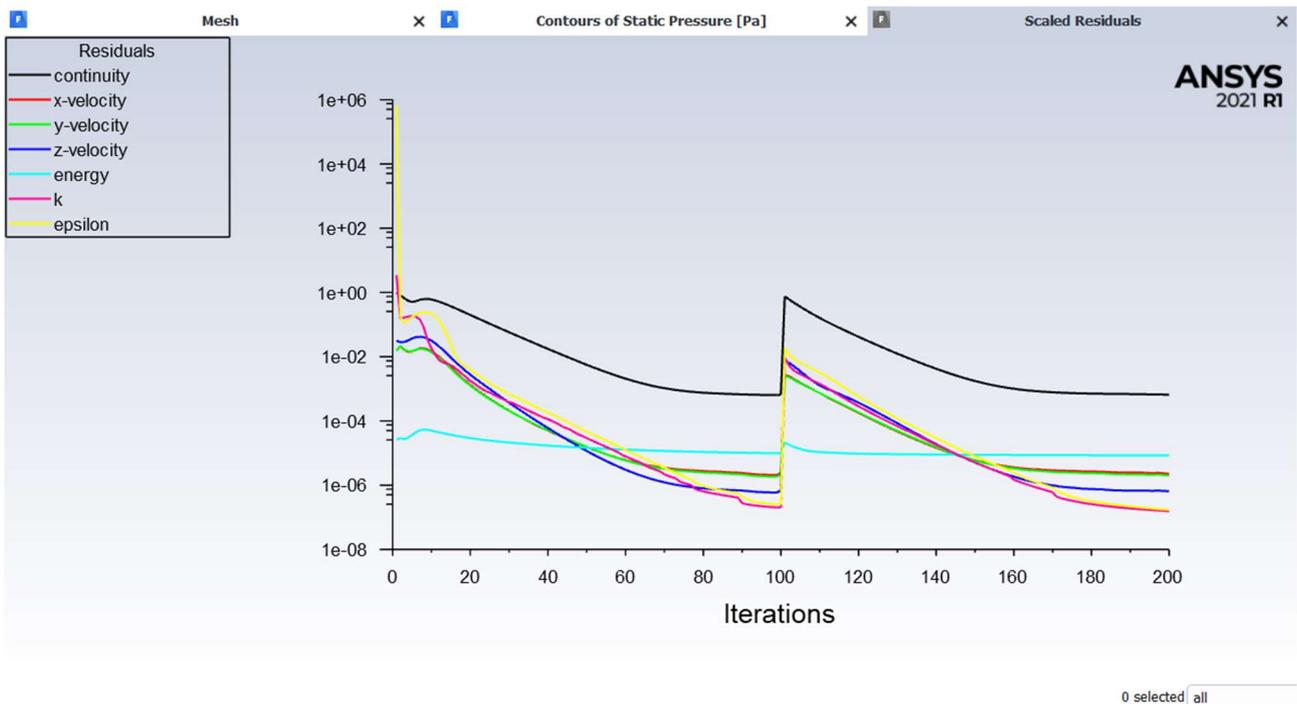


Figura 33: rappresentazione della variazione delle velocità nelle diverse direzioni, della continuità, dell'energia, della k e dell'epsilon con la velocità d'ingresso dei due fluidi pari a  $0,147714 \text{ m/s}$

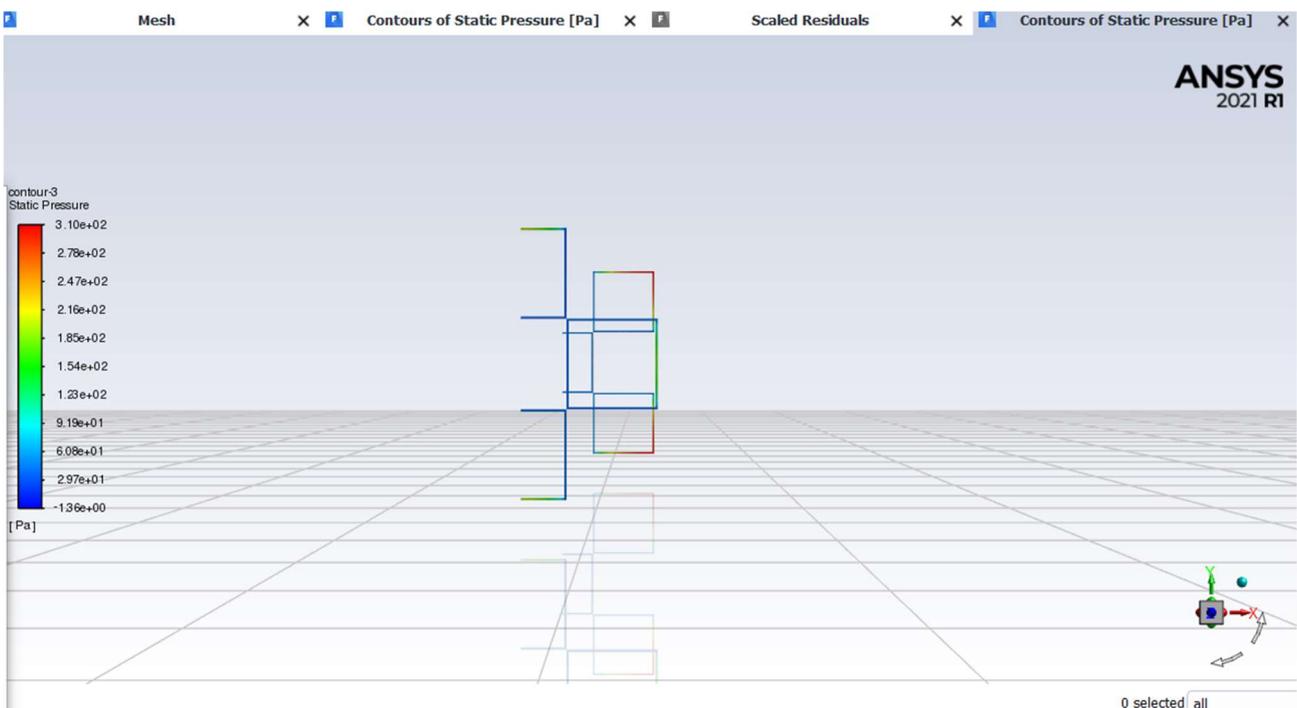


Figura 34: rappresentazione grafica della variazione della pressione agli ingressi dei due fluidi con velocità d'ingresso  $0,147714 \text{ m/s}$

Infine abbiamo eseguito una prova impostando un'estrusione di 1000 mm ed ho ottenuto i grafici delle variazioni di velocità nelle diverse direzioni, dell'energia e della continuità (figura 33), e della variazione della pressione nei due ingressi con un valore della pressione minima pari a -2,044509 Pa ed un valore della pressione massima pari a 312,0024 Pa (figura 34).

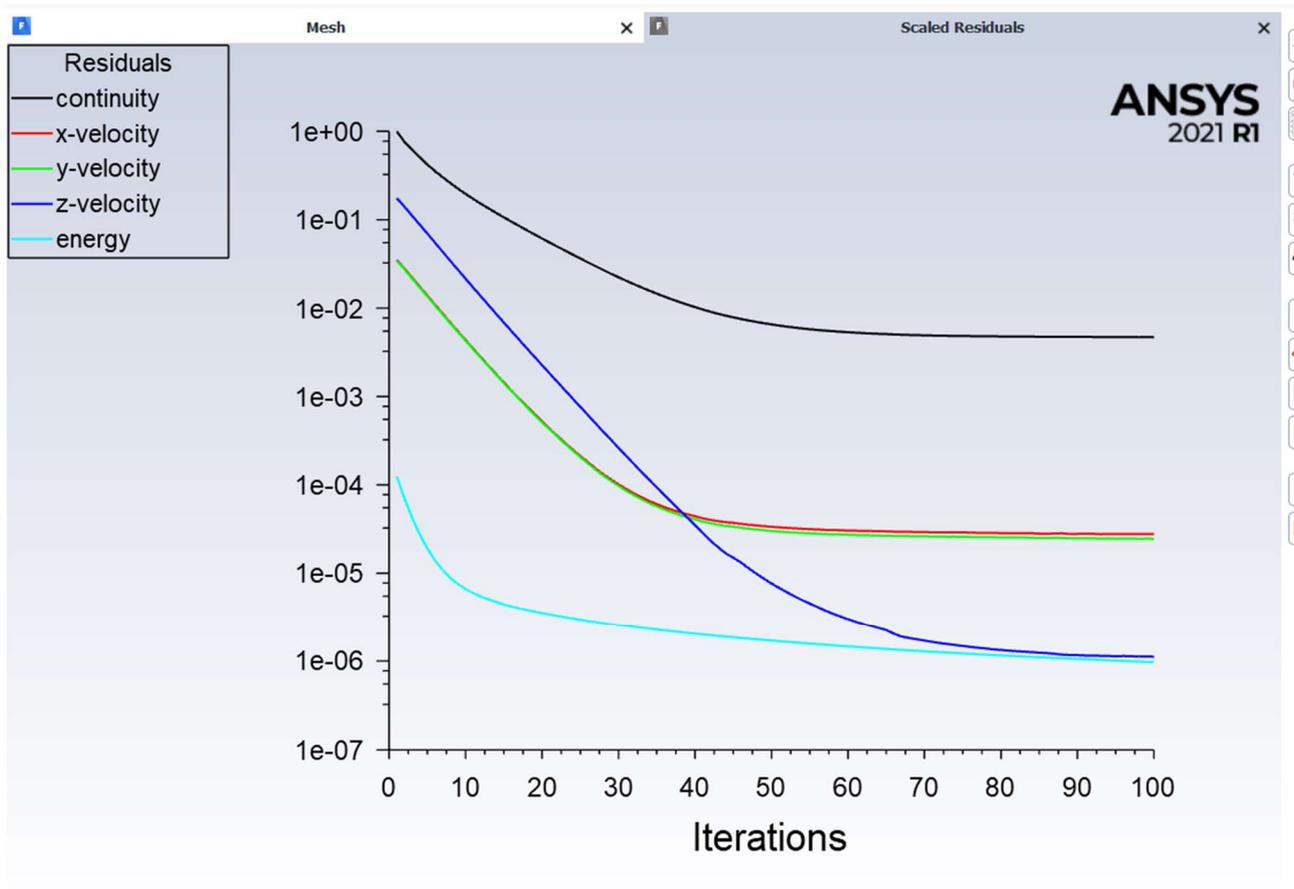


Figura 33: variazione delle velocità nelle diverse direzioni, dell'energia e della continuità con velocità d'ingresso dei fluidi pari a 0,147714 m/s e con una lunghezza dei canali pari a 1000 mm

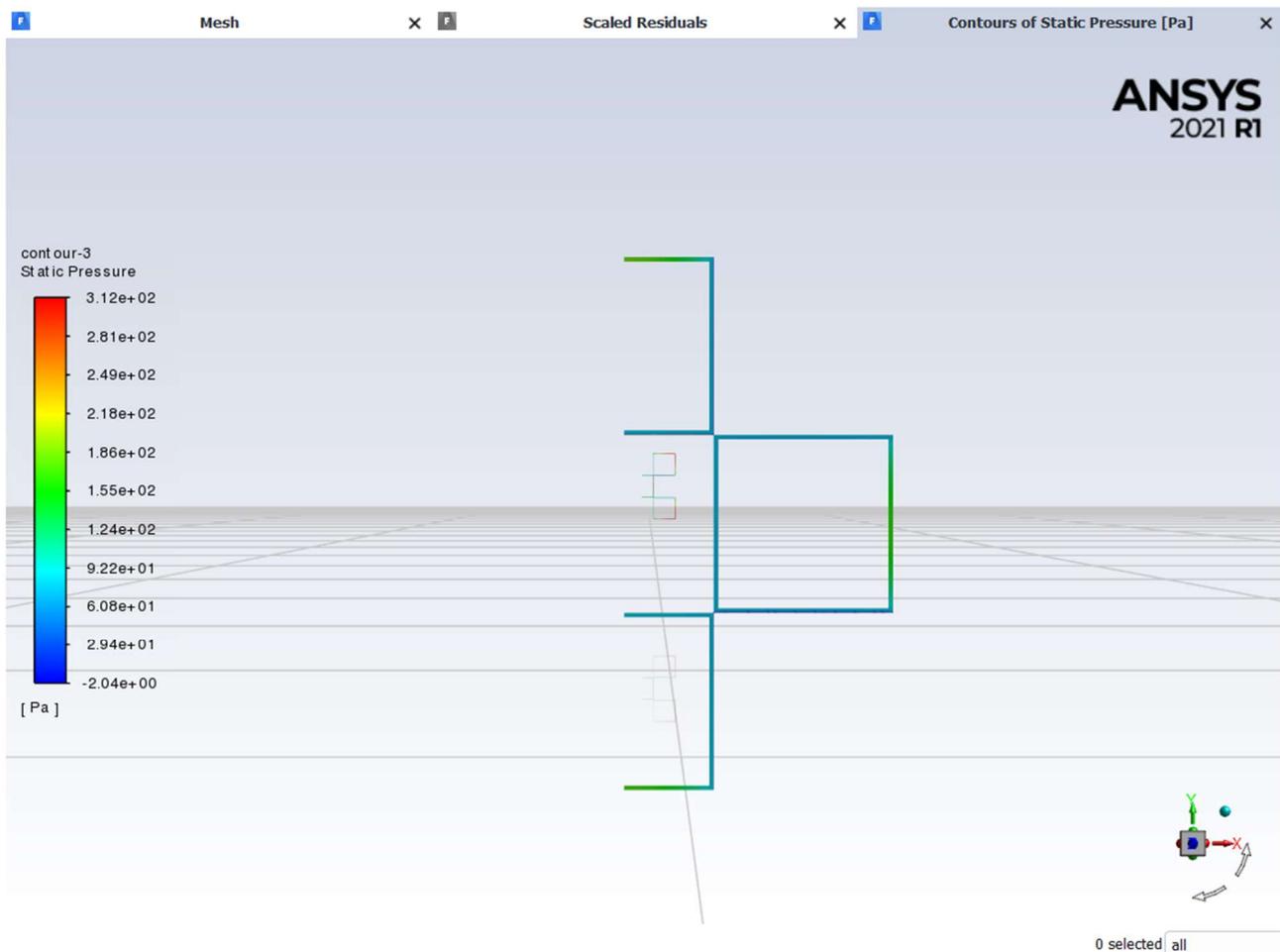


Figura 34: rappresentazione grafica della variazione della pressione agli ingressi dei due fluidi con velocità d'ingresso di 0,147714 m/s e con una lunghezza dei canali di 1000 mm

## 11 Conclusioni

In conclusione nonostante i diversi problemi riscontrati nel corso delle simulazioni, siamo riusciti ad ottenere dei risultati concreti, con dei grafici rappresentanti la variazione delle pressioni nei due ingressi dei fluidi e delle velocità sia in regime laminare che in regime turbolento, inoltre si è riscontrato un notevole scambio termico tra i due fluidi.

# Riferimenti

- [1] <https://www.docenti.unina.it/webdocenti-be/allegati/materiale-didattico/64336>
- [2] [https://moodle2.units.it/pluginfile.php/125991/mod\\_resource/content/1/nuova%20trasmissione%20del%20calore.pdf](https://moodle2.units.it/pluginfile.php/125991/mod_resource/content/1/nuova%20trasmissione%20del%20calore.pdf) (convezione, conduzione, coefficiente globale di scambio termico ed efficienza)
- [3] [https://people.unica.it/robertoricciu/files/2018/11/2018\\_11\\_07-coefficienti-adimensionali-e-calore.pdfnella](https://people.unica.it/robertoricciu/files/2018/11/2018_11_07-coefficienti-adimensionali-e-calore.pdfnella)
- [4] <http://pcfarina.eng.unipr.it/dispense00/strozzi125411/strozzi125411.htm>
- [5] [https://intech-gmbh-rus.ch/heat\\_exchangers\\_calc\\_and\\_select/](https://intech-gmbh-rus.ch/heat_exchangers_calc_and_select/)
- [6] <https://www.sciencedirect.com/>
- [7] materiale fornito dal professore