

Università degli studi di Padova



Università degli Studi di Padova
Corso di Studio: Ingegneria Innovazione del Prodotto

Progetto di Termofluidodinamica applicata:

*Studio di un deflusso turbolento in un condotto
esagonale a flusso termico imposto*

Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

Università degli studi di Padova

a.a 2020/2021

Studente: Marcello Hysenaj

Docente: Prof. Mancin Simone

Indice:

- Obbiettivi dello studio
- Dati del caso
- Costruzione della geometria
- Mesh
- Setup
- Results
- Analisi del deflusso
- Analisi dello scambio termico
- Confronto con Gnielinsk

Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

Università degli studi di Padova

Obiettivi dello studio

L'obiettivo di questo lavoro è quello di andare a studiare il moto di un fluido su un condotto esagonale con flusso termico imposto e deflusso turbolento, in particolare studiando il coefficiente di scambio h , il coefficiente di attrito C_f e anche il Nu . Infine, verranno confrontati i risultati ottenuti con le relazioni semi-empiriche di Dittus-Boelter e il modello di Gnielinski.

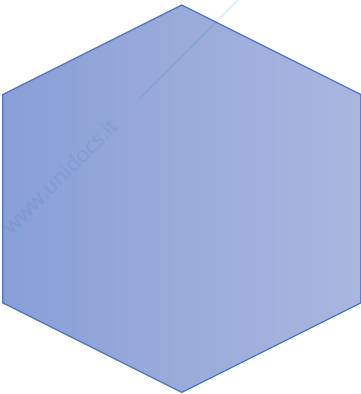
Dati del caso studio

Lo studio è stato fatto con un condotto esagonale di lato di 40 mm giacente sul piano x-y e di lunghezza lungo l'asse z di 2 m. Durante tutta la lunghezza della tubazione inoltre abbiamo posto un flusso termico specifico di 4000 W/m^2 .

Come fluido utilizzeremo un gas generico con le seguenti proprietà:

- Densità $\rho=3 \text{ [kg/m}^3 \text{]}$
- Conducibilità termica $k=0,03 \text{ W/(m}^*K\text{)}$
- Temperatura $T=300 \text{ [K]}$
- Viscosità dinamica $\mu=0,00008 \text{ Pa*s}$
- Velocità d'ingresso $v=5 \text{ m/s}$
- Calore specifico $c_p=850 \text{ [J/(kg}^*K\text{)]}$

Calcoliamo il diametro idraulico equivalente:



$$D=2*a=2*L=0,08 \text{ [m]}$$

Abbiamo già i dati per andare a calcolare il numero di Reynolds con la seguente formula:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

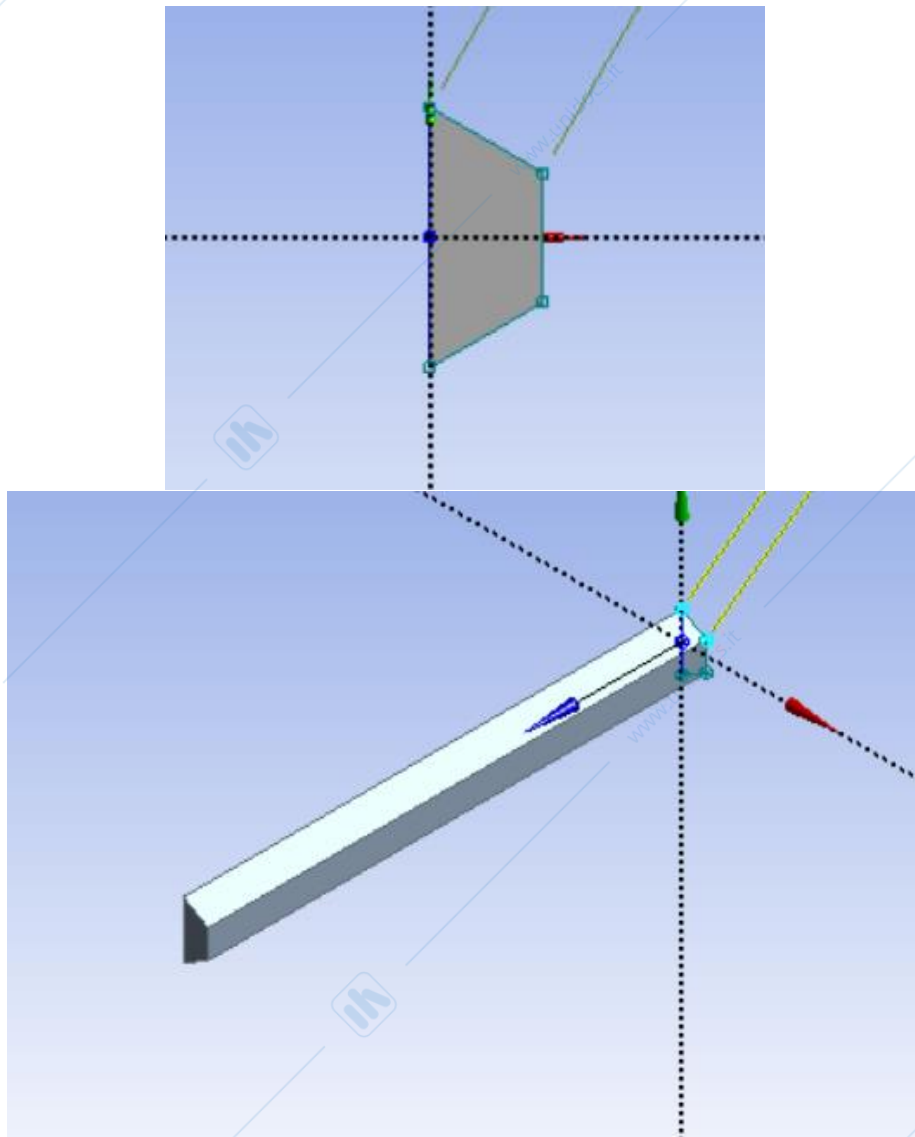
Da cui otteniamo $Re > 15000$, quindi deduciamo che ci troviamo nel caso di deflusso turbolento.

Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

Costruzione della geometria

La costruzione è stata fatta utilizzando DesignModeler. Si è deciso di modellare solo la metà per la simmetria nella geometria rispetto all'asse delle Y; questo anche perché anche i risultati ottenuti potranno essere poi specchiati sulla simmetria (questa semplificazione aiuta a diminuire il carico computazionale aiutando il calcolatore ad alleggerire il calcolo).

Disegno una geometria esagonale sul piano x-y con il comando "line" e con il comando "split", e infine utilizziamo il comando "Estrude" per estrarre la nostra geometria di 2 m.



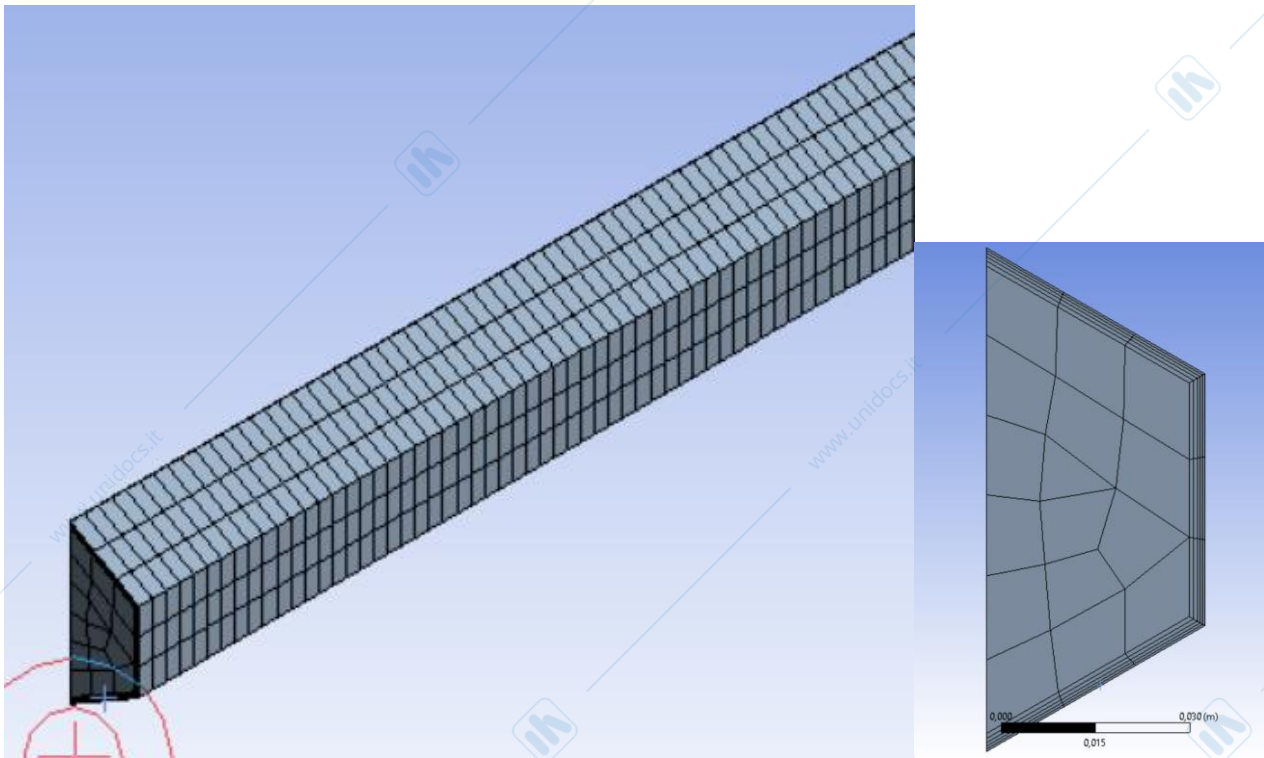
Università degli studi di Padova

Mesh

La mesh che effettuiamo sarà per forza di tipo non strutturato, infatti troviamo anche celle di forma tetraedrica o esaedrica. La mesh la renderemo più fitta sulle pareti utilizzando “inflation” perché lì è dove si sviluppa lo strato limite sia termico sia di moto.

Noi abbiamo simulato 4 diverse mesh:

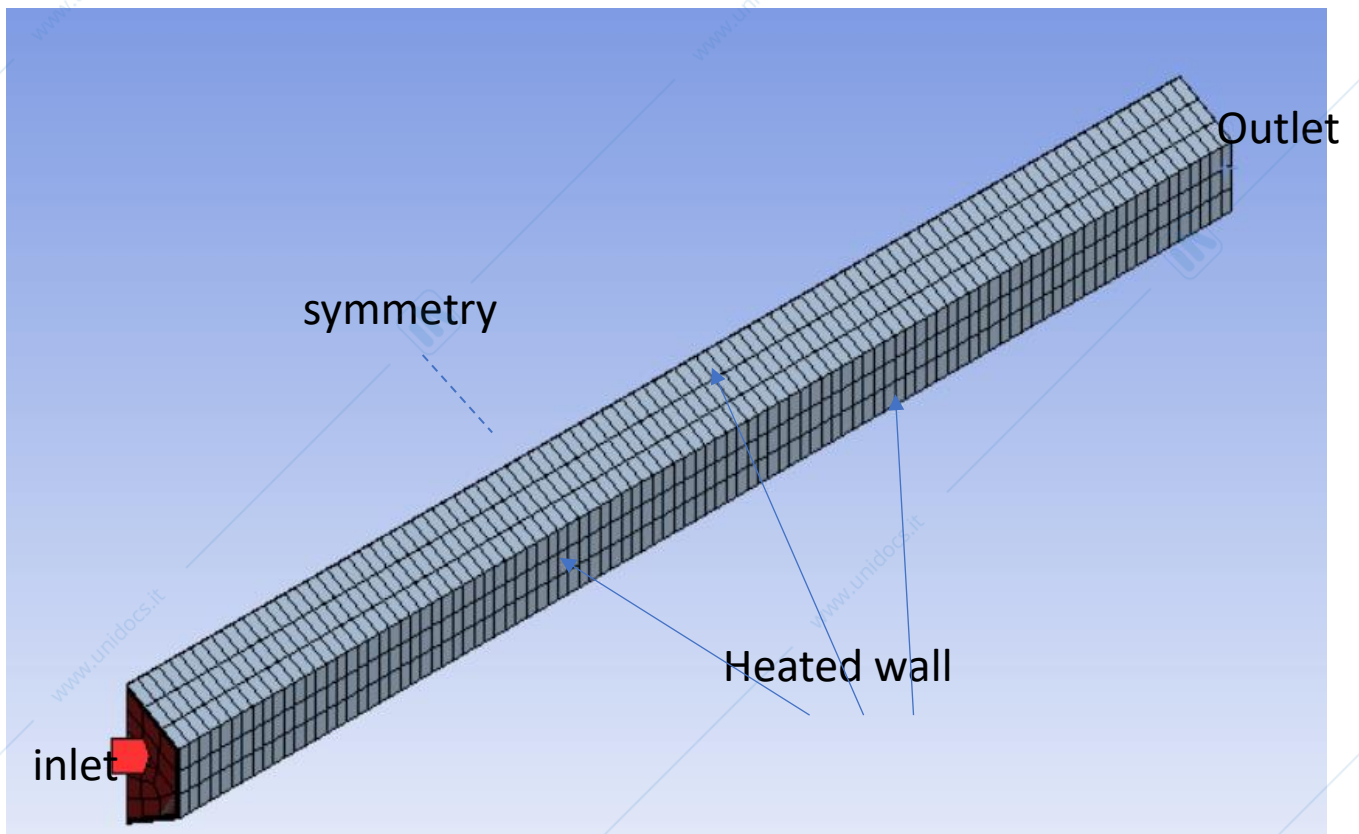
	Prima mesh	Seconda mesh	terza mesh	quarta mesh
sweep: Number of division	150	200	250	300
inflation: Number of layers	10	15	20	20
tempo di calcolo	44	110	125	139



Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

Università degli studi di Padova

Successivamente andiamo a nominare tutti gli elementi geometrici con la funzione "Named Selection":



Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

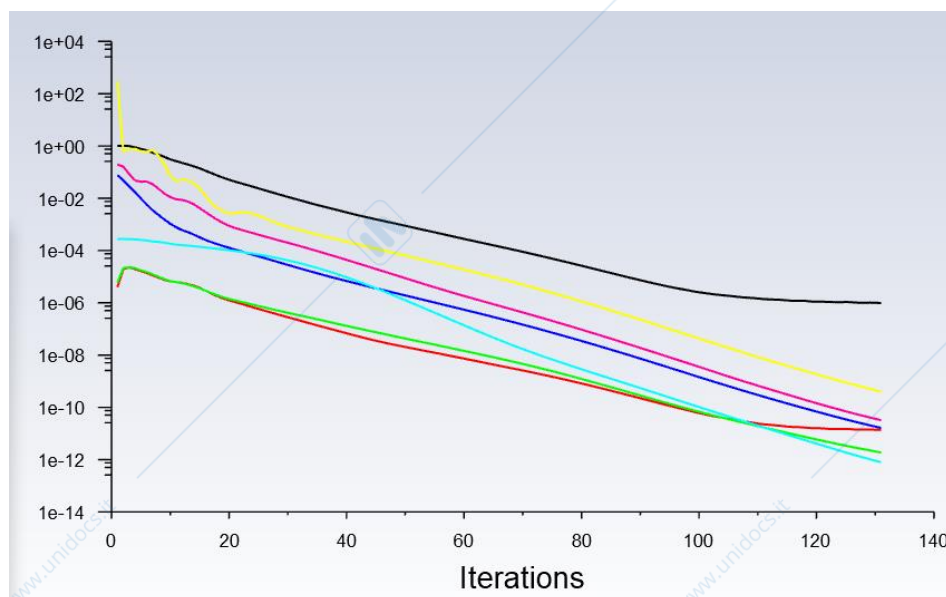
Setup

La simulazione è stata eseguita utilizzando Ansys Fluent. Prima di iniziare con il setup è opportuno valutare la qualità della mesh. Per questo si utilizza il Minimum Orthogonal Quality che fa una valutazione della mesh in base alla quantità di elementi finiti che hanno lati ortogonali tra loro. Dato che la mesh è di tipo non strutturato, per la geometria del condotto, allora non potrò avere il 100% dato che non ho solo elementi rettangolari nella mesh. Nella nostra mesh ci viene un Minimum Orthogonal Quality di 79%.

Passiamo nel setup.

- Energy: "On" → in modo tale da permettere lo scambio termico
- Viscous: "standard k-e" con l'opzione "Enhance Wall treatment"
- Aggiungiamo il nostro fluido con i dati del fluido stesso.
- Boundary condition:
 - 1) Inlet: velocity inlet 3 m/s, Specification Method: Intensity and Hydraulic Diameter 8%, Temperature 300 K
 - 2) Outlet: pressure outlet
 - 3) Symmetry: symmetry
 - 4) Heated wall: heat flux 4000 W/ m²
- Reference Value: compute from inlet
- Residual Monitor: 10⁻⁶

Ora possiamo inizializzare il calcolo. Ci ricordiamo però di imporre 1000 interazioni massime. Arrivati in convergenza dobbiamo andare in "Reports" e verificare la conservazione della massa e dell'energia con i comandi: "Mass Flow Rate" e "Total Heat Transfer Rate". Con conservazione della massa e dell'energia si intende che dobbiamo ottenere valori prossimi allo 0.



Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

Università degli studi di Padova

Mesh Analysis

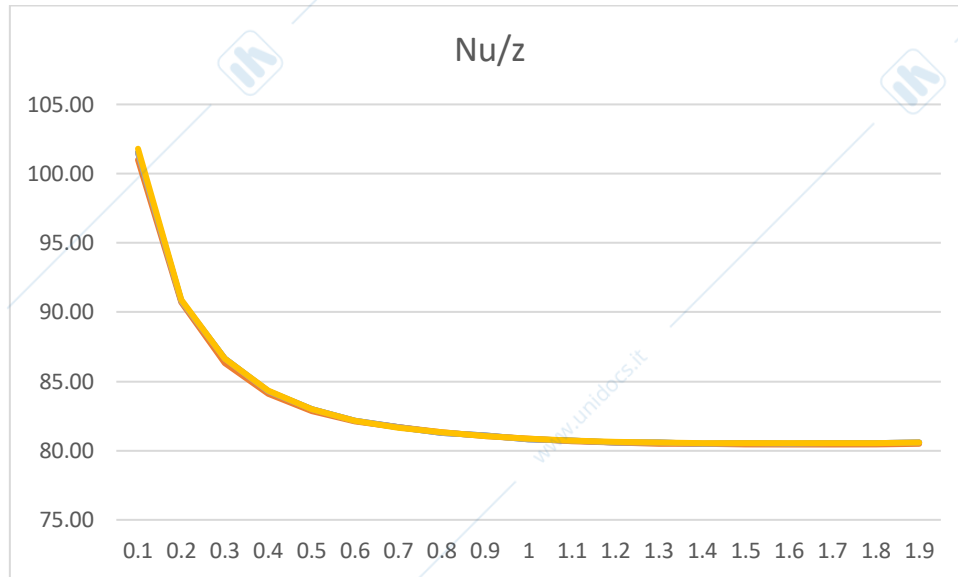
Rendendo la mesh più accurata io migliore la precisione della simulazione, ma questo aumenta la difficoltà del calcolatore a risolvere il calcolo; questo di conseguenza porta ad un aumento del tempo di calcolo. Si ritiene pertanto che la mesh migliore sia quella che più si avvicina ai valori reali e che renda i calcoli il meno difficili e brevi possibili.

Per questo studio sono state effettuate 4 mesh diverse e sono state comparate tutte con il numero di Nu calcolato sulle sezioni trasversali lungo z, ottenendo:

Nu/z	M1	M2	M3	M4
0,1	101,53	101	101,5	101,8
0,2	90,80	90,7	90,79	90,9
0,3	86,66	86,34	86,65	86,66
0,4	84,30	84,09	84,3	84,34
0,5	82,99	82,85	82,99	82,97
0,6	82,15	82,1	82,15	82,17
0,7	81,70	81,68	81,7	81,67
0,8	81,29	81,34	81,29	81,32
0,9	81,07	81,06	81,07	81,05
1	80,80	80,85	80,82	80,86
1,1	80,73	80,69	80,73	80,72
1,2	80,59	80,58	80,59	80,63
1,3	80,59	80,51	80,59	80,6
1,4	80,51	80,47	80,51	80,55
1,5	80,54	80,45	80,54	80,54
1,6	80,50	80,44	80,5	80,54
1,7	80,56	80,44	80,56	80,55
1,8	80,53	80,45	80,53	80,56
1,9	80,58	80,47	80,58	80,58

Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

Università degli studi di Padova



L'errore in tutte le mesh risulta trascurabile rispetto alla prima mesh fatta in quanto l'errore è inferiore all'1%. Questo potrebbe far pensare che la mesh è stata sovrastimata in partenza. In realtà però dato che il tempo di calcolo della prima mesh era nell'ordine della decina di secondi possiamo ritenerci soddisfatti e possiamo dire di aver fatto in partenza un'ottima mesh.

Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

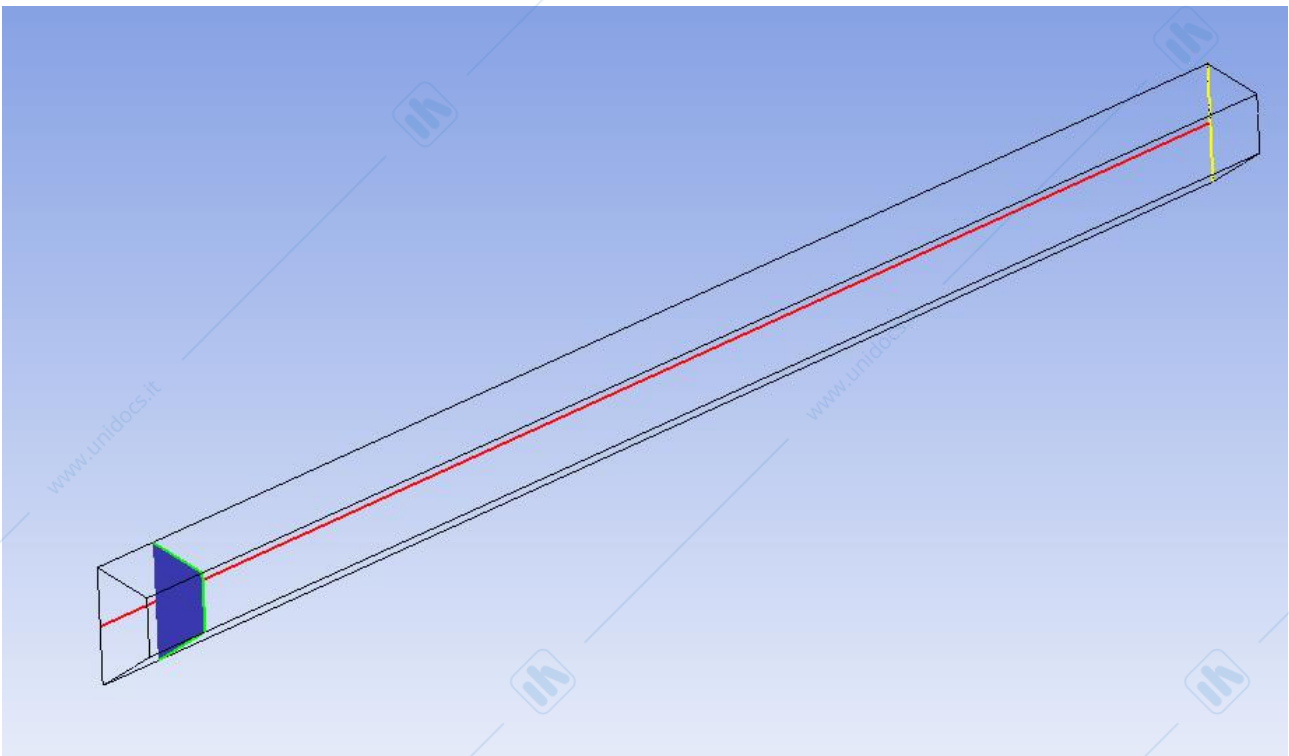
Università degli studi di Padova

Results

Per vedere i risultati ottenuti si va su "Results", qui per vedere al meglio i risultati abbiamo dovuto aggiungere ;

- 1) Plane: sezione parallela al piano xy lungo l'asse z.
- 2) Polyline: linea spezzata ottenuta dall'intersezione tra il piano Plane e l'heated wall.
- 3) Line: linea posta sul piano xz,
- 4) Centerline: linea parallela al piano xz posizionata al centro del condotto

Per ottenere i risultati quello che si è fatto è far variare il piano lungo l'asse z di posizione, in maniera tale che oltre al piano variasse anche il polyline in quanto esso è stato disegnato prendendo come riferimento proprio il Plane.

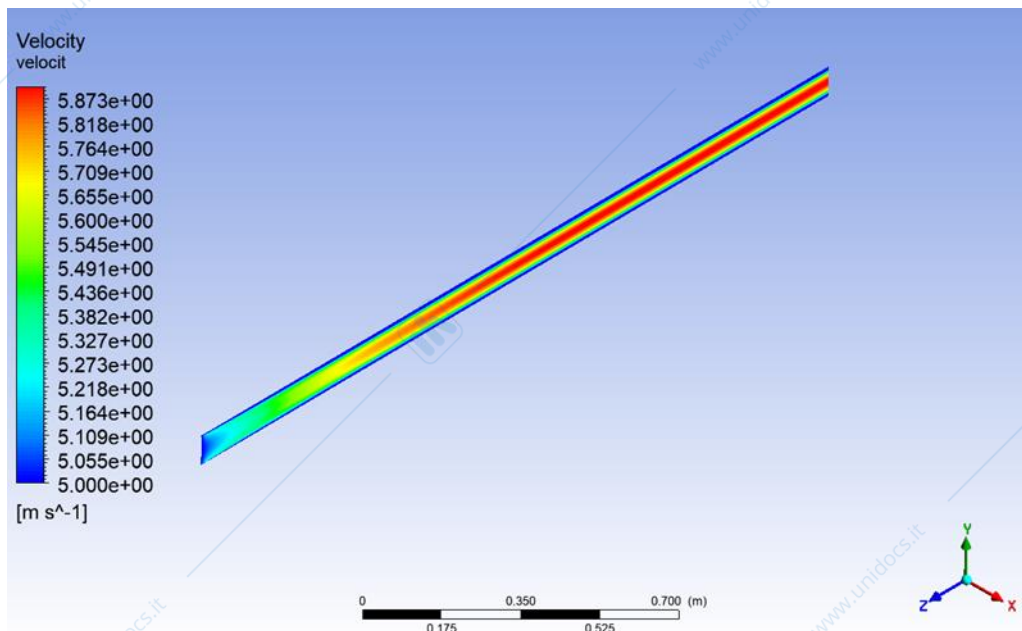


Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

Analisi del deflusso

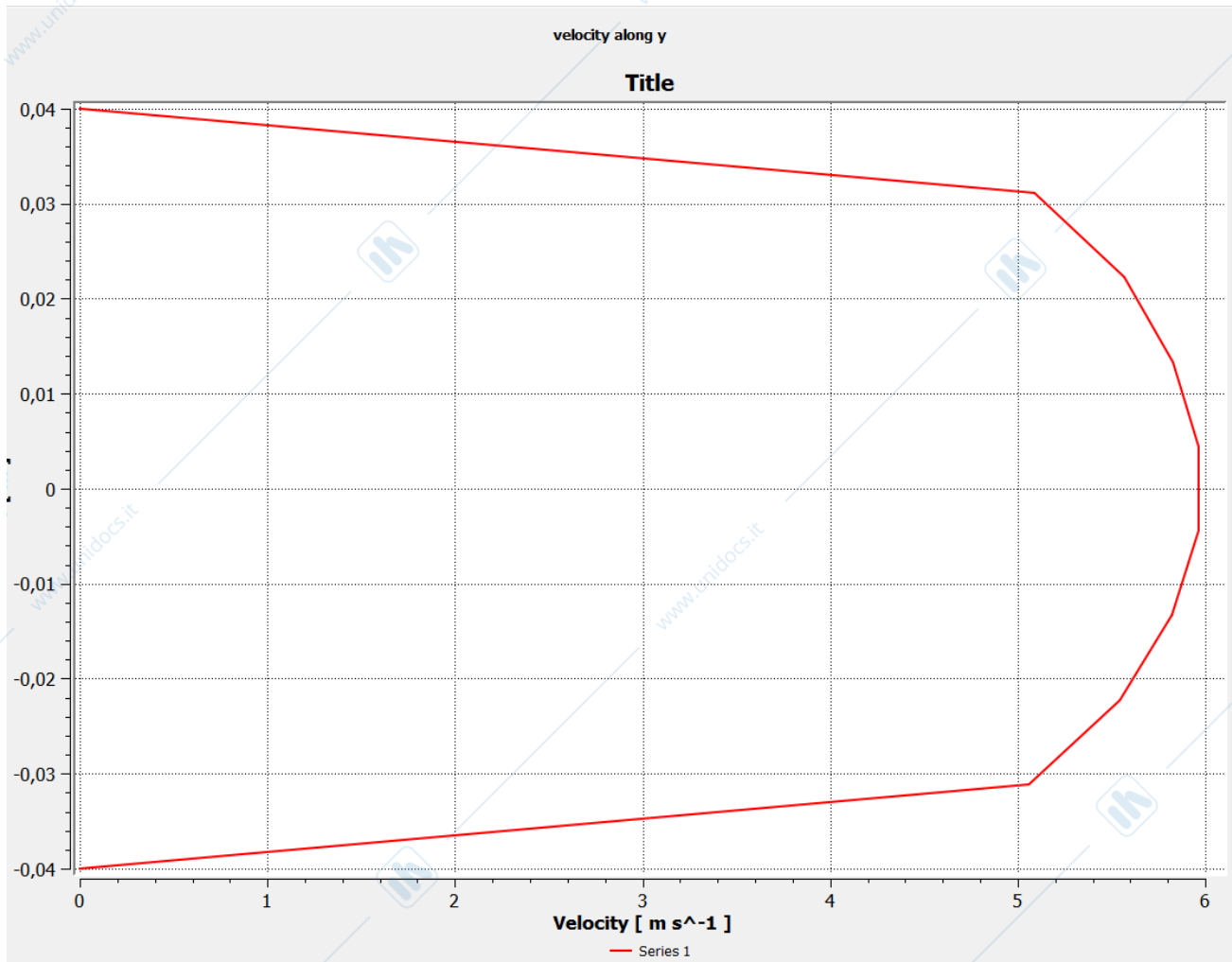
Abbiamo pertanto rappresentato l'andamento della velocità del fluido lungo il symmetry della superficie attraverso l'uso di un "contour". Abbiamo dovuto utilizzare un fattore di scala di **** nella sezione "View" per poter vedere in maniera più specifica i diversi valori ottenuti.

Si può vedere come nelle superfici dove sussiste la condizione di aderenza la velocità è nulla, mentre al centro dove abbiamo lo sviluppo del deflusso turbolento la velocità è massima.



Possiamo trovare dimostrazione di ciò anche a livello grafico con i valori reali ottenuti punto per punto facendo un semplice plot utilizzando una linea creata lungo metà l'altezza del condotto (l'altra metà è specchiata), ottenendo:

Università degli studi di Padova



Se invece facciamo un grafico velocity/z sul centerline possiamo determinare la lunghezza dello sviluppo del moto turbolento, cioè la lunghezza dopo la quale il profilo di velocità si stabilizza ad un valore costante ($Z_{FD}=1.5\text{m}$).

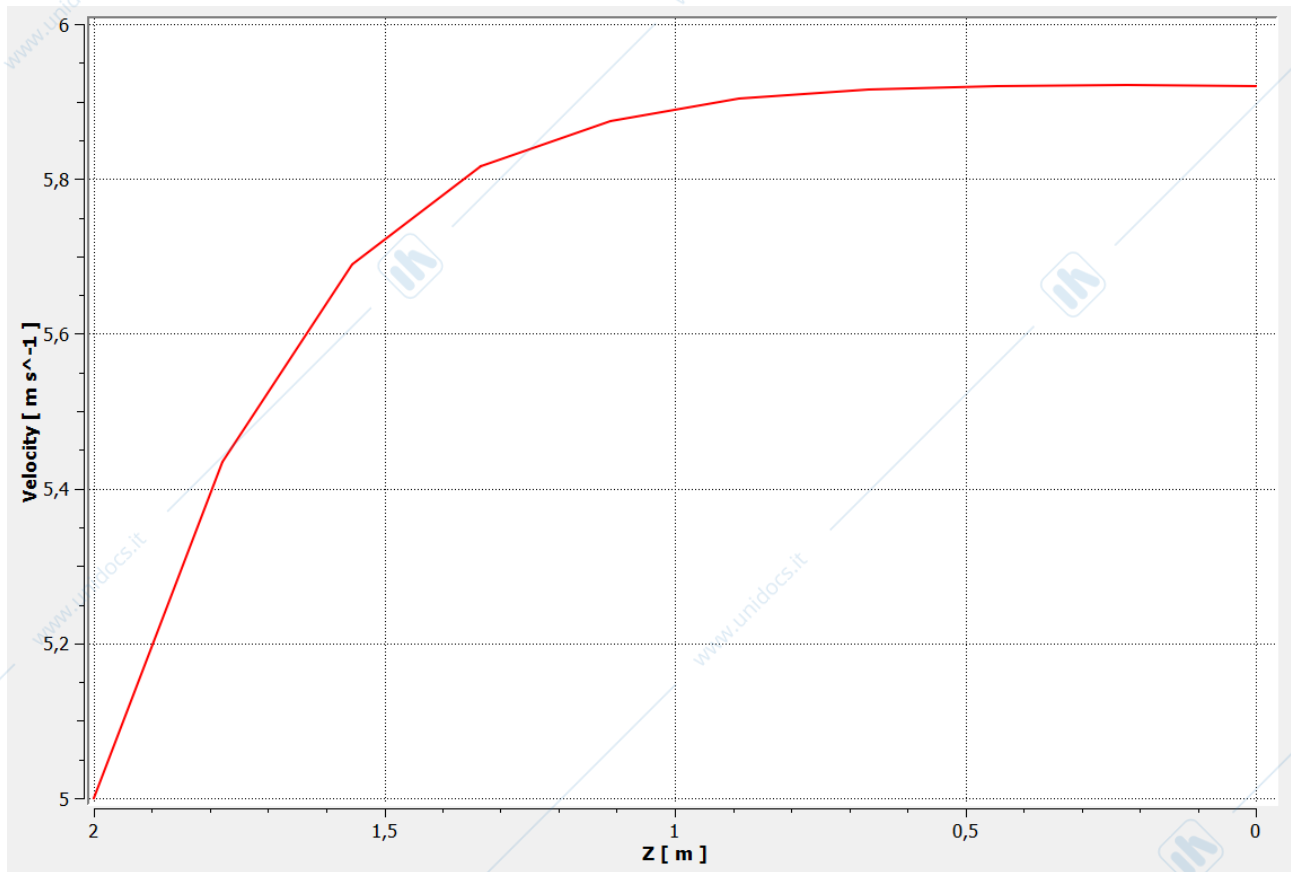
Il valore dovrebbe seguire la seguente formula:

$$10 \leq \frac{Z_{FD}}{D_i} \leq 60$$

$$\frac{1,5 [m]}{0,08 [m]} \approx 18,75$$

Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

Università degli studi di Padova



Possiamo ora andare a studiare il skin friction coefficient lungo la lunghezza del tubo. Per calcolarlo abbiamo aggiunto nella sezione “Espressione” la seguente:

$$Cf01 = \text{lengthAve}(\text{Skin Friction Coefficient})@\text{Polyline}$$

Si può vedere dal grafico che pure lo skin friction factor è stabile a $z=1.5$ cioè nella stessa regione dove la regione di deflusso è completamente sviluppato.

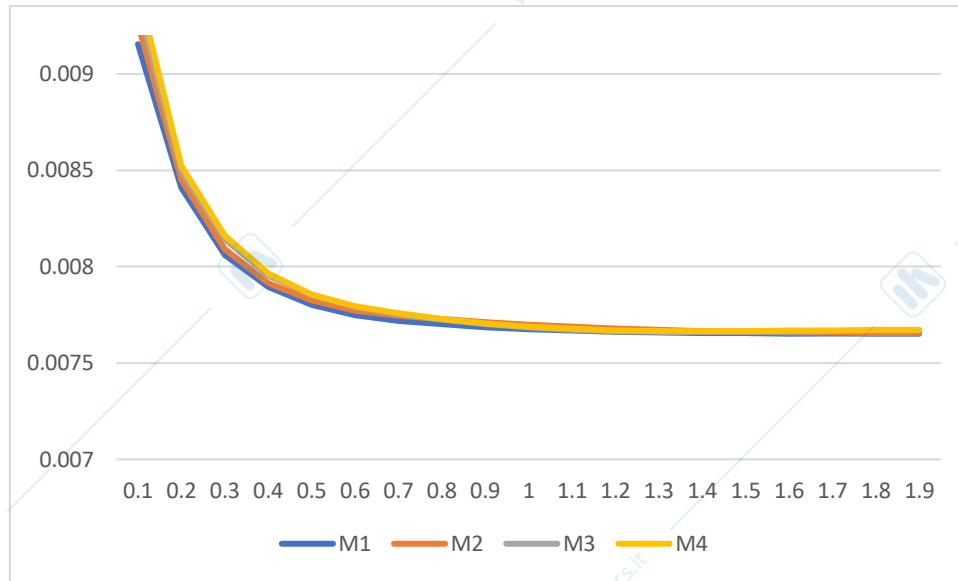
Possiamo vedere se i risultati coincidono comparando con la teoria. Considerando che siamo nel caso di $Re < 2000$ in condotto a parete lisce e in condizione di deflusso completamente sviluppato si utilizza:

$$f = 0,3164 Re^{-0,25} = 0,0285$$

$$C_f = \frac{f}{4} = 0,00714$$

Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

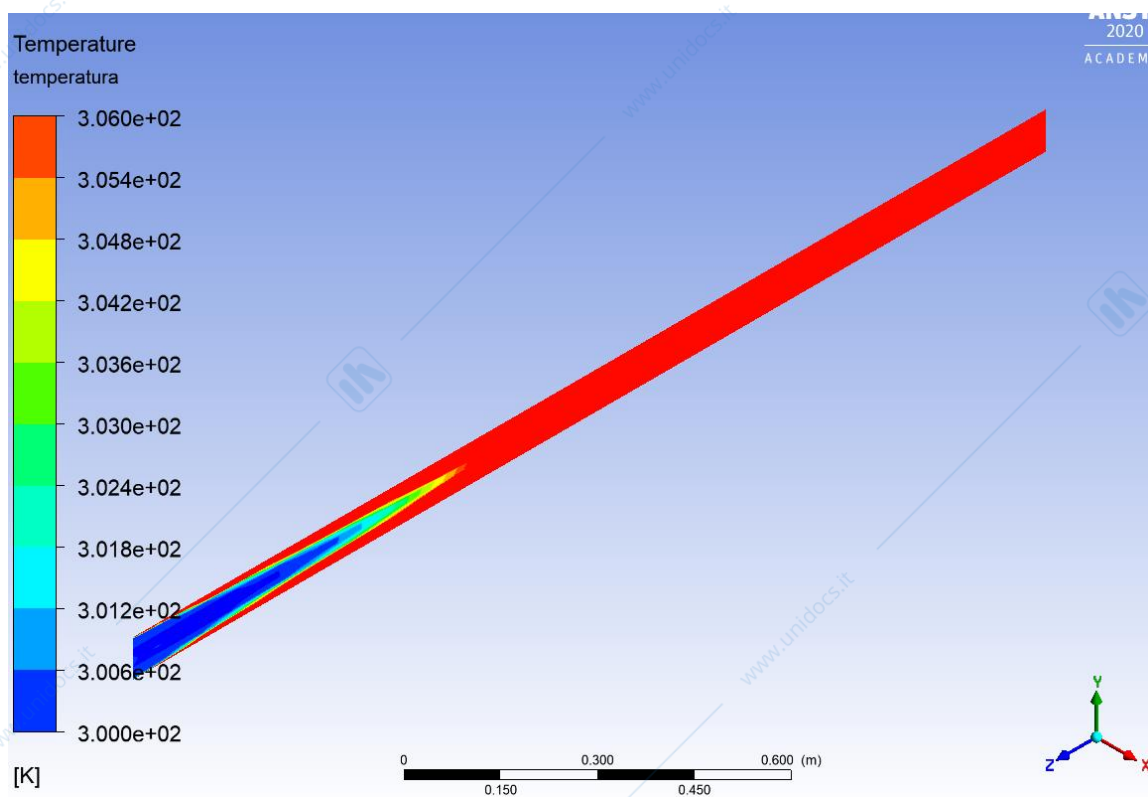
Università degli studi di Padova



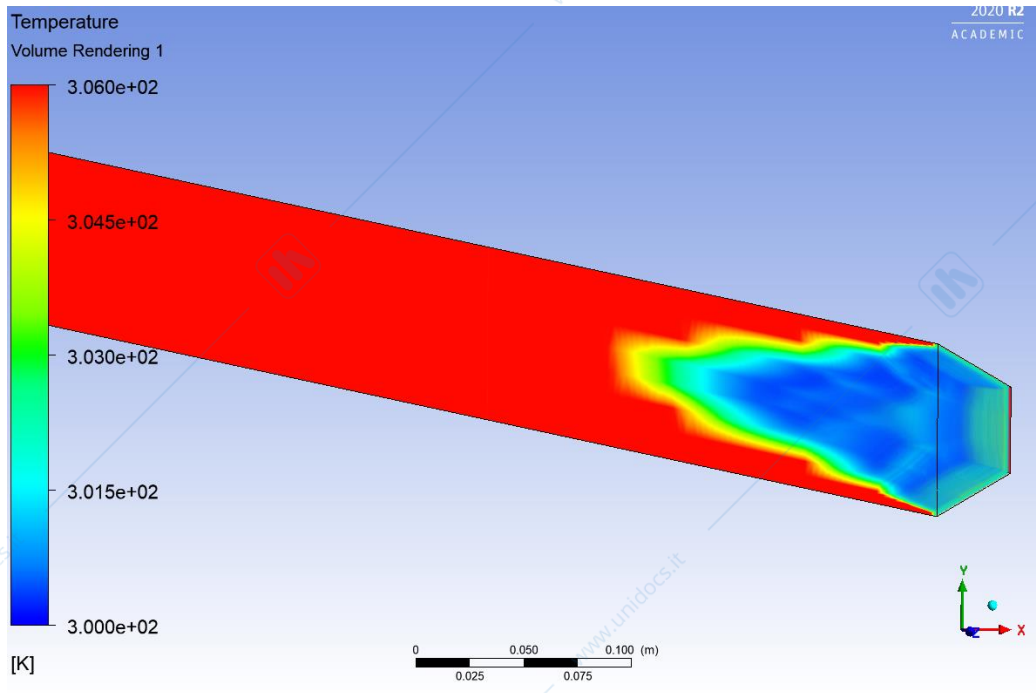
Si noti come l'errore è percentualmente molto basso quindi ingegneristicamente trascurabile!

Analisi dello scambio termico

Anche per studiare lo scambio termico sono stati creati contours; qui inoltre per rendere la rappresentazione ancora più diretta sono stati utilizzati anche alcuni volume rendering:



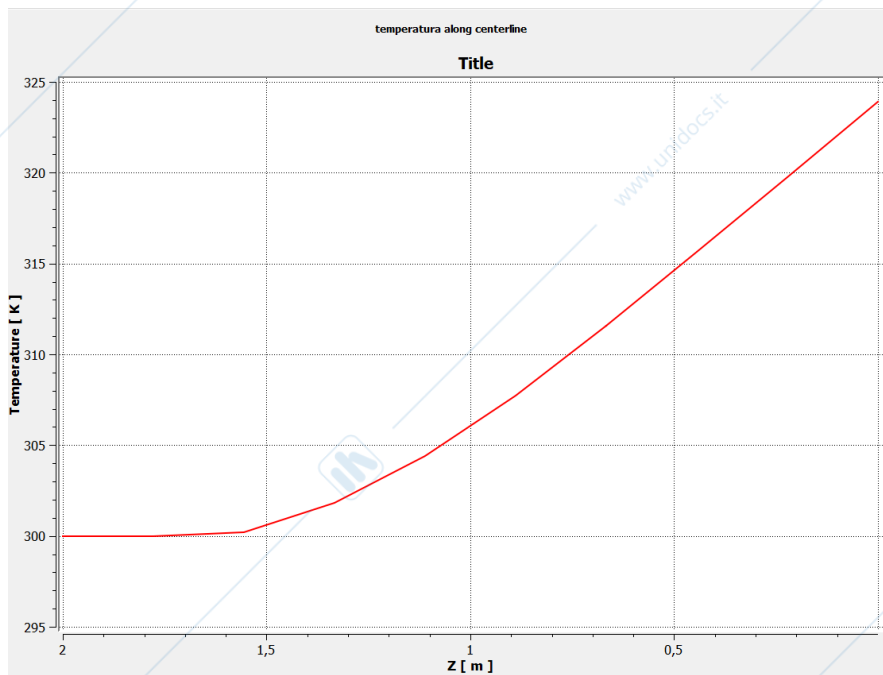
Università degli studi di Padova



Si notano in particolare due particolari molto importanti:

- 1) La temperatura aumenta più si va verso l'output
- 2) La temperatura anche se cresce gradualmente con la lunghezza è maggiore sugli spigoli

Se facciamo un grafico per vedere come varia la temperatura lungo il centerline man a mano che vado verso l'outlet otteniamo:



Dove possiamo verificare anche con la teoria che la lunghezza dello sviluppo termico può essere calcolato come:

$$\frac{Z_{FD,t}}{D_i} \approx 10$$

Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

Università degli studi di Padova

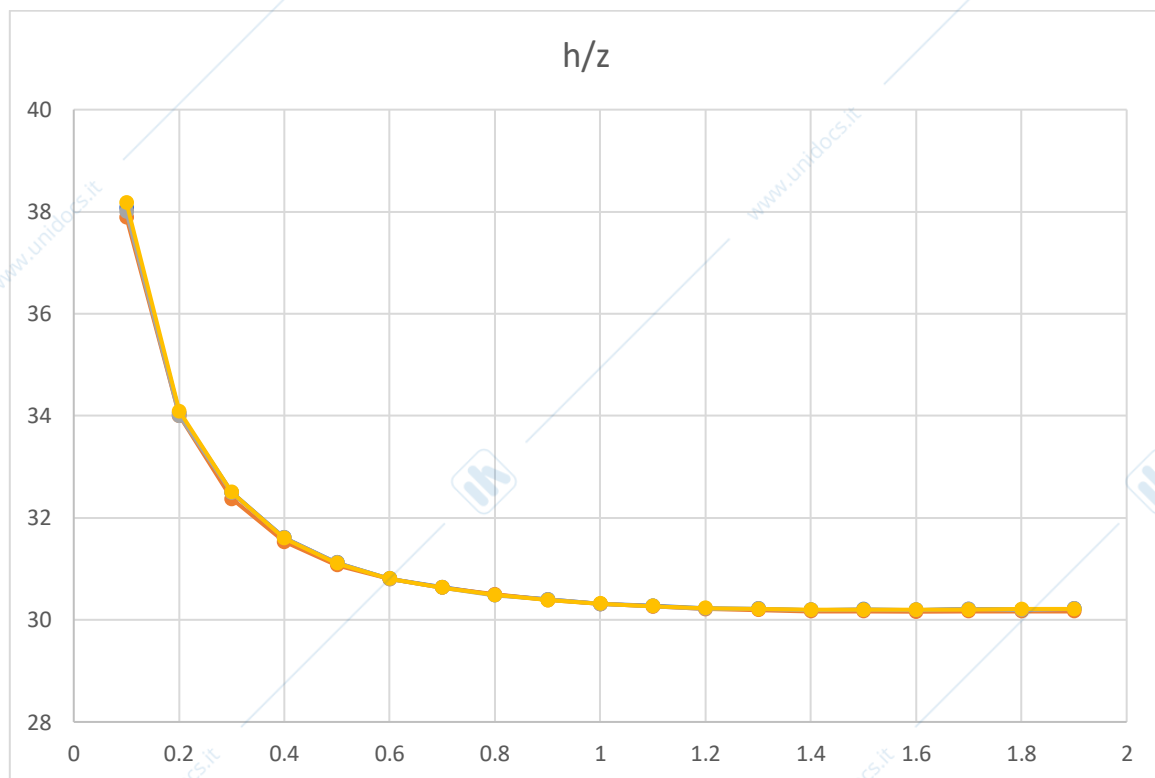
Passiamo ora all'analisi analitica dello scambio termico per convezione; utilizziamo quindi la legge di Newton:

$$q_s = h (T_w - T_m)$$

Dove:

- q_s = FLUSSO TERMICO IMPOSTO [W/m^2]
- T_w = TEMPERATURA ALLA PARETE [K]
- T_m = TEMPERATURA MEDIA DEL FLUIDO [K]
- h = COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO [$W/(m^2 \cdot K)$]

Possiamo dimostrare che il coefficiente di scambio termico h (che dipende dalla geometria, dalle quantità di moto e dalle proprietà del fluido), quando entra nella regione di completo sviluppo dello strato limite termico assume un valore costante lungo la lunghezza del condotto!



Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

Università degli studi di Padova

Nu/z	M1	M2	M3	M4
0,1	101,53	101	101,5	101,8
0,2	90,80	90,7	90,79	90,9
0,3	86,66	86,34	86,65	86,66
0,4	84,30	84,09	84,3	84,34
0,5	82,99	82,85	82,99	82,97
0,6	82,15	82,1	82,15	82,17
0,7	81,70	81,68	81,7	81,67
0,8	81,29	81,34	81,29	81,32
0,9	81,07	81,06	81,07	81,05
1	80,80	80,85	80,82	80,86
1,1	80,73	80,69	80,73	80,72
1,2	80,59	80,58	80,59	80,63
1,3	80,59	80,51	80,59	80,6
1,4	80,51	80,47	80,51	80,55
1,5	80,54	80,45	80,54	80,54
1,6	80,50	80,44	80,5	80,54
1,7	80,56	80,44	80,56	80,55
1,8	80,53	80,45	80,53	80,56
1,9	80,58	80,47	80,58	80,58

Esiste un legame di proporzionalità tra Nu e h dovuto dalla:

$$Nu = \frac{h D_i}{\lambda}$$

Questa relazione appena scritta impone che se l'h è costante allora anche il Nu lo deve essere altrettanto. Questo può essere visto anche nei grafici prima esposti dove si vede che sia il Nu e l'h raggiungono valori costanti rispettivamente entrambi quando raggiungono la regione di completo sviluppo.

Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone

Università degli studi di Padova

Dalla legge di Newton si può ricavare le seguenti relazioni:

$$h = \frac{q_s}{T_w - T_m}$$

$$Nu = \frac{q_s D_i}{\lambda (T_w - T_m)}$$

Per ricavare i dati per il calcolo del Nu si è dovuto prima calcolare la temperatura di parete e quella media del fluido; utilizzando le seguenti formule:

Così abbiamo potuto calcolare anche h e Nu con le seguenti:

$$h = 6000 \text{ [W/m}^2\text{]} / (T_w - T_m)$$

$$Nu = h \cdot 0.08 \text{ [m]} / 0.03 \text{ [W/m/K]}$$

Confronto con la teoria

Per poter validare il nostro modello fluidodinamico abbiamo bisogno di confrontare i risultati ottenuti dalla simulazione con alcune relazioni analitiche. In tal caso noi essendo nel caso di scambio termico in condizioni di convezione forzata in regime turbolento e deflusso completamente sviluppato potremmo applicare sia l'equazione di Dittus-boelter e sia il modello di Gnielinski. Noi utilizzeremo in tal senso il modello di Gnielinski.

Il modello di Gnielinski permette di calcolare il numero di Nusselt secondo (nel nostro caso essendo in moto turbolento e avendo $Re > 1000$):

$$\text{Moto turbolento } Re \geq 10000$$

$$Nu_{Tur} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} (Pr^{0.667} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{0.667} \right]$$

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2}$$

Calcoliamo quindi i valori che ci servono per calcolare il numero di Nusselt con il modello di Gnielinski:

$$1) f = (1.82 \log_{10} 15000 - 1.64)^{-2} = 0.0281$$

Ricordando che:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k}$$

$$2) Pr = 2.2666$$

Dato che $\mu = 0.00008 \text{ Pa}\cdot\text{s}$; $c_p = 850 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; $k = 0.03 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

Università degli studi di Padova

Quindi Gnielinski diventa:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) 15000 * 2,2666}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} (2,2666^{0,667} - 1)} \left[1 + \left(\frac{0,08}{x}\right)^{0,667} \right]$$

z	Gnielinski	Nu/z M1	Nu/z M2	Nu/z M3	Nu/z M4
0,1	144,0405	101,531	101	101,5	101,8
0,2	119,3601	90,7963	90,7	90,79	90,9
0,3	109,4101	86,6586	86,34	86,65	86,66
0,4	103,816	84,3	84,09	84,3	84,34
0,5	100,1588	82,99	82,85	82,99	82,97
0,6	97,54933	82,15	82,1	82,15	82,17
0,7	95,57762	81,7	81,68	81,7	81,67
0,8	94,02607	81,29	81,34	81,29	81,32
0,9	92,76763	81,07	81,06	81,07	81,05
1	91,7227	80,8	80,85	80,82	80,86
1,1	90,83867	80,73	80,69	80,73	80,72
1,2	90,07924	80,59	80,58	80,59	80,63
1,3	89,41851	80,586	80,51	80,59	80,6
1,4	88,83743	80,51	80,47	80,51	80,55
1,5	88,32168	80,54	80,45	80,54	80,54
1,6	87,86024	80,5	80,44	80,5	80,54
1,7	87,44452	80,56	80,44	80,56	80,55
1,8	87,06766	80,53	80,45	80,53	80,56
1,9	86,72416	80,58	80,47	80,58	80,58

Studente: Marcello Hysenaj
Docente: Prof. Mancin Simone