LA CONVEZIONE

-alcune definizioni-

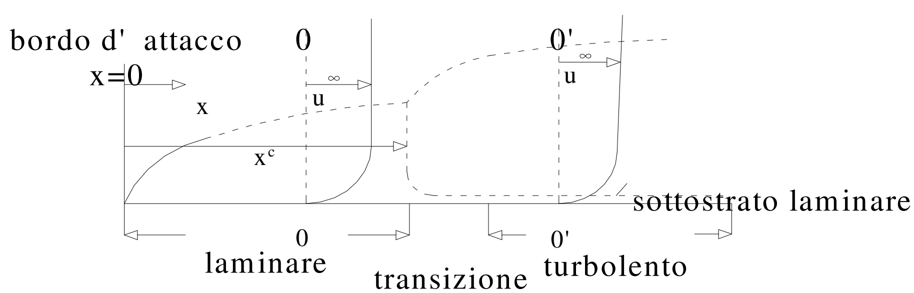
- La *conduzione* è il modo di propagazione del calore che avviene attraverso gli urti diretti tra gli atomi (o le molecole) di due zone adiacenti dello stesso corpo o di due corpi a contatto: gli atomi (o le molecole) con maggiore energia di agitazione termica cedono energia agli atomi (o alle molecole) con minore energia di agitazione termica.

- La *convezione* è il modo di propagazione del calore in cui esso viene trasportato da una corrente del fluido (gas o liquido) caldo.

- L'*irraggiamento* è il modo di propagazione del calore mediante trasmissione di energia attraverso radiazione elettromagnetiche.

-introduzione-

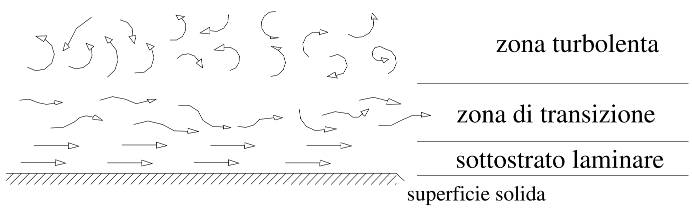
Lo scambio termico tra un solido ed un fluido è dovuto alla combinazione del fenomeno di trasporto di materia. Se la superficie solida è ad una temperatura più alta di quella del fluido, il calore fluisce dapprima per *conduzione* dal solido alle particelle di fluido più prossime alla parete; l'energia così trasmessa va ad aumentare l'energia interna del fluido ed è portata via dal movimento del fluido stesso. Quando le particelle di fluido riscaldate raggiungono una regione a temperatura minore, nuovamente del calore viene trasmesso per conduzione dalle particelle di fluido più calde alle particelle di fluido più fredde.
Dal momento che il meccanismo convettivo di scambio termico è tanto strettamente legato al moto del fluido, per analizzarlo è indispensabile avere almeno qualche idea di fluidodinamica. Uno degli aspetti più importanti dell'analisi fluidodinamica è quello di stabilire se il moto del fluido è *laminare* o *turbolento*. (rimando al corso di Fisica Tecnica 1 per le rispettive definizione e classificazioni).



Profili di velocità per gli strati limite e laminare e turbolento nel moto su una piastra.

Quando un fluido scorre in *moto laminare* lungo una superficie che si trovi a temperatura diversa da quella del fluido, il calore si trasmette soltanto per conduzione, su scala molecolare, all'interno del fluido e solo per conduzione si

trasmette all'interfaccia solido-fluido. Non si hanno infatti correnti turbolente di mescolamento né vortici che consentano il trasporto attraverso le linee di corrente dell'energia connessa con le particelle di fluido : il calore si trasmette tra gli strati del fluido mediante movimenti molecolari su scala submicroscopica.
Nel *moto turbolento* invece il meccanismo di conduzione è modificato e favorito dagli innumerevoli vortici che trasportano gruppi di particelle di fluido attraverso le linee di corrente. Queste particelle di fluido agiscono come trasportatori di energia e la trasmettono mescolandosi con altre particelle di fluido. Di conseguenza un incremento della velocità di mescolamento (ovvero della turbolenza) aumenterà anche la potenza termica trasmessa per convezione.



Struttura del moto turbolento vicino ad una superficie solida.

Il moto del fluido può essere determinato da due cause. Il fluido può muoversi a causa della differenza di densità dovuta alle variazioni di temperatura nel fluido: questo meccanismo è chiamato **convezione libera o naturale**. I movimenti che si osservano quando si riscalda su un fornello una pentola piena d'acqua o i movimenti dell'aria in un deserto, durante una giornata non ventosa dopo il tramonto, sono esempi di convezione libera. Quando il moto è causato da qualche fattore esterno, come una pompa o un ventilatore, si parla di **convezione forzata**. Il raffreddamento di un radiatore di automobile con aria soffiatavi sopra da una ventola è un esempio di convezione forzata. (Il termine di radiatore è ovviamente scelto male poiché il calore non fluisce principalmente per irraggiamento; un termine più appropriato sarebbe convettore).

-il numero di Nusselt-

Dalla descrizione del meccanismo del trasporto di energia per convezione ci si accorge che hanno grande importanza sia la conduzione che il trasporto di materia. Poiché la conducibilità termica dei fluidi, tranne che per i metalli liquidi, è abbastanza piccola, la velocità del trasporto di energia dipende principalmente dal moto di mescolamento delle particelle di fluido.
Quando la velocità del fluido e la turbolenza sono piccole, il trasporto di energia non è aiutato materialmente dalle correnti macroscopiche di mescolamento. D'altra parte quando la velocità è grande e il mescolamento tra parti calde e parti fredde di fluido contribuisce sostanzialmente al trasporto di energia, diventa meno importante il meccanismo di conduzione. Di conseguenza, per trasmettere una certa potenza termica per convezione attraverso il fluido, è richiesto un gradiente di temperatura più grande in una regione a bassa velocità che in una regione ad alta velocità.
Applicando queste osservazioni qualitative allo scambio termico tra una parete solida ed un fluido in moto turbolento, si può rappresentare approssimativamente il profilo della temperatura. Nell'immediata vicinanza della parete il calore può fluire soltanto

per conduzione in quanto le particelle di fluido sono ferme rispetto alla parete; in questo strato naturalmente si può prevedere una grande caduta di temperatura. Allontanandosi dalla parete, il movimento del fluido facilita il trasporto di energia ed il gradiente di temperatura sarà meno ripido, diventando infine orizzontale nella corrente principale.

La combinazione del coefficiente di convezione $\overline{h_c}$, della lunghezza caratteristica L e della conducibilità termica del fluido k_f nella forma

$$Nu = \frac{\overline{h_c} L}{k_f}$$

è chiamata *numero di Nusselt* o *modulo di Nusselt* ed è una quantità dimensionale.
Il numero di Nusselt può essere visto fisicamente come il rapporto tra il gradiente di temperatura nel fluido immediatamente a contatto con la superficie e un gradiente di temperatura di riferimento $(T_S - T_\infty)/L$. In pratica il numero di Nusselt è una misura del coefficiente di convezione in quanto, una volta conosciuto questo, si può calcolare il coefficiente di convezione con la relazione

$$\overline{h_c} = \overline{Nu}\frac{k_f}{L}$$

Si noti che, per un dato valore del numero di Nusselt, il coefficiente di convezione è direttamente proporzionale alla conducibilità termica del fluido ma inversamente proporzionale alla lunghezza caratteristica del sistema.
La distribuzione di temperatura per un fluido che scorre lungo una parete calda, mostra che il gradiente di temperatura nel fluido è limitato ad uno strato relativamente sottile, δ_t , vicino alla superficie. In questo strato stagnante il calore può fluire soltanto per conduzione e la potenza termica per unità di superficie è

$$\frac{q}{A} = k_f \frac{(T_s - T_\infty)}{\delta_t^{'}} = \overline{h}_c (T_s - T_\infty)$$

Si può dunque esprimere

$$\overline{h_c} = \frac{k_f}{\delta_t^{'}}$$

ed il numero di Nusselt

$$\overline{Nu} = \overline{h_c}\frac{L}{k_f} = \frac{L}{\delta_t^{'}}$$

Questo modello è notevolmente semplificato ma illustra il fatto che quanto più sottile è lo strato limite ipotetico $\delta_t^{'}$ tanto più grande è la conduttanza convettiva. Per trasmettere rapidamente grandi quantità di calore, si deve tendere a ridurre il più possibile lo spessore dello strato limite. Questo può farsi aumentando la velocità e/o la turbolenza del fluido.
Se invece lo scopo è l'isolamento della superficie, risulta conveniente uno spesso strato stagnante; ed infatti la maggior parte dei materiali isolanti in commercio contiene aria in piccoli spazi: in tal modo vengono eliminati i moti di mescolamento e nello stesso tempo si trae vantaggio dalla bassa conducibilità termica dell'aria per ridurre la trasmissione del calore.

–determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo-

Per la determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo sono utilizzabili quattro metodi generali :

1. analisi dimensionale combinata con esperimenti;
2. soluzione matematica esatta delle equazioni dello strato limite;
3. studio approssimato dello strato limite con metodi integrali;
4. analogia tra il trasporto di calore, materia e quantità di moto.

Tutte e quattro queste tecniche hanno contribuito alla comprensione dello scambio termico per convezione. Comunque nessuno dei quattro metodi singolarmente può risolvere tutti i problemi in quanto ciascuno ha dei limiti d'applicazione.
Concentriamoci principalmente sul primo metodo.
L'analisi dimensionale differisce da altri metodi per il fatto che non comporta equazione da risolvere; combina piuttosto le variabili in gruppi dimensionali, come per esempio il numero di Nusselt, che facilitano l'interpretazione dei dati sperimentali e ne estendono il campo di applicazione. In pratica i coefficienti di convezione vengono generalmente calcolati da *equazioni empiriche* ottenute correlando, mediante l'analisi dimensionale, i *dati sperimentali*.
Il limite maggiore dell'analisi dimensionale consiste nel fatto che non dà alcuna informazione sulla natura di un fenomeno. Infatti per applicare l'analisi dimensionale è necessario conoscere precedentemente quali variabili influenzano il fenomeno ed il successo, o il fallimento, del metodo, dipende dalla opportuna scelta di queste variabili. E' necessario perciò disporre di una teoria preliminare o avere una completa comprensione fisica del fenomeno prima di usare l'analisi dimensionale. Comunque, una volta note le variabili del problema, può essere applicata con un procedimento di routine che viene mostrato di seguito.
La prima operazione consiste nella scelta di un sistema di dimensioni fondamentali: la loro scelta è arbitraria ma le formule dimensionali di tutte le variabili del problema debbono potersi esprimere in funzione delle dimensioni scelte come fondamentali la lunghezza L, il tempo t, la temperatura T e la massa M.
La formula dimensionale di una grandezza fisica deriva da definizioni o da leggi fisiche.

–teorema p di Buckingham-

Per determinare il numero di gruppi dimensionali indipendenti richiesti per esprimere la relazione che descriva un fenomeno, si può usare il teorema p di Buckingham. Secondo questa regola, il numero necessario di gruppi dimensionali indipendenti che si possono formare dalla combinazione delle variabili fisiche di un problema è uguale al numero totale di queste *n* grandezze fisiche (per esempio densità, viscosità, coefficiente di scambio, etc.) meno il numero delle dimensioni fondamentali *m* richieste per esprimere le formule dimensionali delle *n* grandezze fisiche. Chiamando π_1, π_2, etc. questi gruppi, l'equazione che esprime la relazione tra le variabili ha una soluzione della forma

$$F(\pi_1, \pi_2, \pi_3 ...) = 0 .$$

Sapendo che $\overline{h_c} = h(D, k, V, \rho, \mu, c_p)$, con
D = diametro del tubo,

k = conducibilità termica del fluido,
V = velocità del fluido,
ρ = densità del fluido,
μ = viscosità del fluido,
c_p = calore specifico a pressione costante,

si riescono ad ottenere

$\pi_1 = \dfrac{\overline{h}_c D}{k}$, nel quale si riconosce in *numero di Nusselt, Nu* ,

$\pi_2 = \dfrac{VD\rho}{\mu}$, *numero di Reynolds*, Re_D ,

$\pi_3 = \dfrac{c_p \mu}{k}$, *numero di Prandtl*, Pr .

Si osservi che, benché il coefficiente di scambio termico sia una funzione di sei variabili, con l'aiuto dell'analisi dimensionale le sette variabili originali sono state combinate in tre gruppi dimensionali. Si può scrivere

$$Nu = f(\mathrm{Re}_D, \mathrm{Pr})$$

ed i dati sperimentali possono ora essere correlati in termini di tre variabili invece delle sette originali. L'importanza di questa riduzione del numero di variabili diventa evidente quando si vogliano correlare dati sperimentali.
È possibile approssimare fedelmente i risultati sperimentali con una *"formuletta"*

$$Nu = C\,\mathrm{Re}^a\, Gr^b\, \mathrm{Pr}^c$$

–convezione naturale-

La convezione libera è il meccanismo di scambio termico predominante nel caso di radiatori, di pareti di edifici, del corpo umano quando è fermo in atmosfera calda. La determinazione dei carichi termici negli impianti di condizionamento o negli impianti frigoriferi richiede, quindi, la conoscenza dei coefficienti di scambio termico in convezione libera. Sono dovute a questa anche le dispersioni termiche di condotte che trasportano vapor d'acqua o altri fluidi caldi.
La velocità del fluido nei moti convettivi naturali, particolarmente se generati dalla gravità, è in genere bassa, ma le caratteristiche fluidodinamiche in prossimità della superficie sono simili a quelle della convezione forzata: vicino alla superficie si forma uno strato limite e la velocità del fluido sull'interfaccia è nulla.
Per la convezione naturale è valida l'equazione

$$dq = h_c dA(T_S - T_\infty)$$

scritta relativamente all'area differenziale dA poiché nella convezione libera il coefficiente di trasmissione del calore non è uniforme alla superficie.

Una precisa determinazione del coefficiente di scambio termico a partire dallo strato limite è molto difficile per la convezione libera. Il problema è stato risolto soltanto per le geometrie semplici, quali una piastra piana verticale ed un cilindro orizzontale. I risultati sperimentali per la trasmissione del calore in convezione libera possono essere correlati mediante un'equ azione del tipo

$$Nu = \varphi(Gr)\phi(\Pr)$$

dove φ e ϕ indicano relazioni funzionali e

$$Gr = \textit{numero di Grashof} = \frac{g\beta D^3\left(T_p - T_f\right)}{\upsilon^2},$$

$$Pr = \textit{numero di Prandtl} = \frac{\upsilon}{\left(\frac{k}{\rho c_p}\right)} .$$

Si noti come fisicamente il numero di Prandtl sia facilmente ricavabile essendo propriamente una caratteristica del fluido.
Poiché noi useremo solo aria e acqua possiamo riportare il valore

$$\Pr_{aria} = 0.71$$

comune a tutti i gas perfetti.

T $(°C)$	Q $\left(Kg/m^3\right)$	C_p $\left(Kcal/Kg°C\right)$	$\mu \cdot 10^5$ Ns/m^2	$\upsilon \cdot 10^4$ $\left(m^2/s\right)$	k $\left(kcal/hm°C\right)$	Pr	a $\left(\frac{m^2}{h}\right)$	$\beta \cdot 10^3$ $(1/°C)$	$g\beta\rho^2/\mu^2$ $\left(\frac{1}{°Cm^3}\right)$
18	1,372	0,329	1,650	0,121	0,0198	0,73	0,0600	3,92	26,8 10^7
0	1,296	0,240	1,732	0,135	0,0208	0,72	0,0669	3,65	20,0 10^7
38	1,136	0,240	1,910	0,168	0,0230	0,72	0,0841	3,22	11,2 10^7
93	0,960	0,241	2,140	0,222	0,0259	0,72	0,112	2,74	54,0 10^6
149	0,832	0,243	2,392	0,285	0,0287	0,71	0,142	2,38	28,2 10^6
204	0,735	0,245	2,602	0,352	0,0315	0,689	0,174	2,09	16,4 10^6
260	0,660	0,247	2,815	0,425	0,0344	0,683	0,211	1,87	10,9 10^6
316	0,597	0,250	2,976	0,505	0,0372	0,685	0,240	1,69	67,5 10^5
371	0,545	0,253	3,18	0,584	0,0400	0,690	0,288	1,55	44,7 10^5
427	0,503	0,256	3,34	0,667	0,0425	0,697	0,330	1,43	31,7 10^5
482	0,465	0,259	3,51	0,759	0,0451	0,705	0,374	1,32	22,9 10^5
538	0,434	0,262	3,67	0,855	0,0475	0,713	0,417	1,23	16,9 10^5
816	0,323	0,276	4,46	1,37	0,0595	0,739	0,666	0,920	4,75 10^5
1093	0,258	0,286	5,14	1,99	0,0700	0,753	0,946	0,732	1,81 10^5
1371	0,213	0,292	5,49	2,60	0,076	0,763	1,22	0,609	8,99 10^4
1649	0,183	0,297	5,74	3,15	0,080	0,765	1,49	0,520	5,20 10^4

L'acqua non è un gas perfetto e il suo numero di Prandtl non è costante, ma dipende dalla temperatura

$$\Pr_{H_2O} = f(T)$$

T $(°C)$	Q $\left(Kg/m^3\right)$	C_p $\left(Kcal/Kg°C\right)$	$\mu \cdot 10^5$ Ns/m^2	$\upsilon \cdot 10^4$ (m^2/s)	k $\left(kcal/hm°C\right)$	Pr	a $\left(\frac{m^2}{h}\right)$	$\beta \cdot 10^3$ $(1/°C)$	$g\beta\rho^2/\mu^2$ $\left(\frac{1}{°Cm^3}\right)$
0	1000	1,01	179	1,79	0,474	13,7	4,70	0,066	
4	1000	1,00	155	1,55	0,483	11,6	4,84	0,036	$14\ 10^7$
10	1000	1,00	131	1,31	0,493	9,55	4,95	0,088	$51 10^7$
16	997	0,999	113	1,13	0,505	8,03	5,07	0,153	$12\ 10^8$
21	997	0,998	97,8	0,985	0,516	6,82	5,18	0,216	$22\ 10^8$
27	995	0,998	86,0	0,864	0,525	5,89	5,27	0,270	$36\ 10^8$
32	994	0,997	76,3	0,765	0,534	5,13	5,36	0,324	$54\ 10^8$
38	992	0,998	68,1	0,686	0,541	4,52	5,46	0,360	$75\ 10^8$
66	979	1,00	43,4	0,443	0,570	2,74	5,81	0,557	$28\ 10^9$
93	962	1,00	30,5	0,316	0,581	1,88	6,08	0,720	$71\ 10^9$
121	941	1,01	23,4	0,250	0,589	1,45	6,20	0,865	$14\ 10^{10}$
149	917	1,03	18,7	0,204	0,586	1,18	6,22	1,08	$25\ 10^{10}$
177	890	1,05	15,6	0,175	0,581	1,02	6,20	1,24	$40\ 10^{10}$
204	857	1,08	13,5	0,158	0,566	0,927	6,10	1,44	$57\ 10^{10}$
232	826	1,12	11,8	0,144	0,545	0,876	5,88	1,62	$77\ 10^{10}$
260	784	1,19	10,5	0,134	0,519	0,87	5,56	1,80	$97\ 10^{10}$
288	735	1,31	9,5	0,129	0,483	0,93	4,69	1,98	$11\ 10^{11}$
316	678	1,51	8,6	0,127	0,434	1,09	4,24	2,16	$13\ 10^{11}$

Alcune formulette:

Convezione libera in intercapedini d'aria pia ne verticali

$$\overline{Nu_\delta} = \begin{cases} 0.18 \cdot Gr_\delta^{1/4}\left(\dfrac{L}{\delta}\right)^{-1/9} per \longrightarrow 2000 \le Gr_\delta \le 200000 \\ 0.065 \cdot Gr_\delta^{1/3}\left(\dfrac{L}{\delta}\right)^{-1/9} per \longrightarrow 200000 \le Gr_\delta \le 11 \cdot 10^6 \end{cases}$$

Convezione naturale in intercapedini d'aria orizzontali

$$\overline{Nu_\delta} = \begin{cases} 0.195 \cdot Gr_\delta^{1/4}\, per \longrightarrow 10^4 < Gr_\delta < 4 \cdot 10^5 \\ 0.068 \cdot Gr_\delta^{1/3}\, per \longrightarrow 4 \cdot 10^5 < Gr_\delta \end{cases}$$

Cilindro orizzontale (superficie esterna) equazioni di Mc Adams

in moto laminare $\left(10^3 < Gr \cdot \Pr < 10^9\right)$
$Nu = 0.53 \cdot Gr^{0.25} \Pr^{0.25} = Ra^{0.25}$

in moto turbolento $\left(10^9 < Gr \cdot \Pr < 10^{12}\right)$
$Nu = 0.53 \cdot Gr^{0.33} \Pr^{0.33} = Ra^{0.33}$

Spesso infatti si indica $Gr \cdot \Pr = Ra$ (*numero di Releigh*).

–convezione forzata all'interno di tubi e condotti-

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.
Una volta che per una data geometria e per le specificate condizioni di moto sia noto il coefficiente di scambio termico, la potenza termica scambiata sotto la differenza di temperatura esistente può essere calcolata con l'equazione

$$q_c = \overline{h}_c A\left(T_{\sup erficie} - T_{fluido}\right)$$

La stessa relazione può essere usata anche per determinare l'area necessaria per scambiare una data potenza termica con una data differenza di temperatura.
Il coefficiente di scambio termico $\overline{h_c}$ può essere calcolato dal numero di Nusselt $\overline{h_c} D_{eq} / k$. Per moto in tubi o condotti molto lunghi la lunghezza caratteristica nel numero di Nusselt è il diametro equivalente D_{eq} definito come

$$D_{eq} = 4 \frac{area\_sezione\_normale\_al\_moto}{perimetro\_bagnato}$$

Mediante l'analisi dimensionale i risultati ottenuti in esperimenti di scambio termico per convezione forzata possono essere correlati con una equazione della forma:

$$Nu = \varphi(\mathrm{Re})\phi(\Pr)$$

in cui

$$\mathrm{Re} = \frac{V D_{eq} \rho}{\mu} = \frac{V D_{eq}}{\upsilon}$$

e

$$\Pr = \frac{c_p \mu}{k}.$$

$$\overline{Nu}_{D_{eq}} = 1.86\left(\mathrm{Re}_D \Pr D_{eq}/L\right)^{0.88}\left(\frac{\mu_m}{\mu_s}\right)^{0.14}$$

Condotti lunghi, liquidi e gas, moto laminare (Re < 2100, Pr > 0.7)	$\overline{Nu}_{D_{eq}} = 1.86\left(\mathrm{Re}_D \Pr D_{eq}/L\right)^{0.88}\left(\frac{\mu_m}{\mu_s}\right)^{0.14}$
Condotti corti, liquidi e gas, moto laminare (100 < Re Pr D /L < 1500) (Pr >0.7)	$\overline{Nu}_{D_{eq}} = \frac{\mathrm{Re}_D \Pr D_{eq}}{4L}\ln\left[\frac{1}{1-\frac{2.6}{\Pr^{0.167}}\left(\mathrm{Re}_{D_{eq}} \Pr D_{eq}/L\right)^{0.3}}\right]$
Condotti lunghi, metalli liquidi, moto turbolento, flusso termico costante (Pr < 0.1)	$\overline{Nu}_{D_{eq}} = 5.0 + 0.025\left(\mathrm{Re}_{D_{eq}} \Pr\right)^{0.8}$
Condotti lunghi, metalli liquidi, moto turbolento, temperatura di parete costante (Pr < 0.1)	$\overline{Nu}_{D_{eq}} = 4.0 + 0.025\left(\mathrm{Re}_{D_{eq}} \Pr\right)^{0.8}$
Condotti lunghi, liquidi e gas, moto turbolento (Re > 6000, Pr > 0.7)	$\overline{Nu}_{D_{eq}} = 0.023\,\mathrm{Re}^{0.88} \Pr^{0.33}$
Condotti corti, liquidi e gas, moto turbolento (2<L/D<20 ; Pr>0.7)	$\overline{Nu}_{D_{eq}} = 0.023\left[1+\left(D_{eq}/L\right)^{0.7}\right]\mathrm{Re}_{D_{eq}}^{\ 0.8} \Pr^{0.33}$

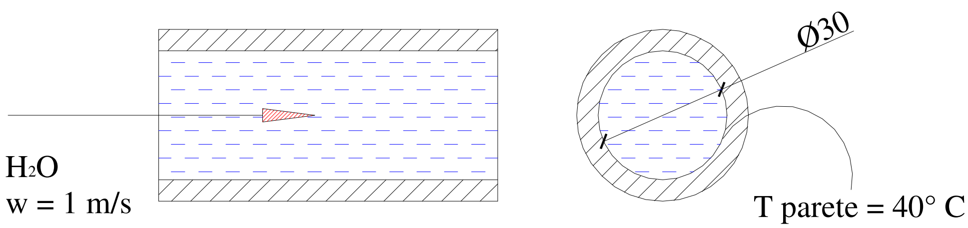
–convezione forzata su tubi esterni-

Come nel caso precedente esistono diverse equazioni, ricavate sperimentalmente, per la risoluzione degli innumerevoli casi che possono presentarsi.
Per comodità di consultazione raggruppiamo le equazioni per la determinazione del coefficiente di convezione su superfici investite ortogonalmente da un fluido.

Tubo tondo in regime turbolento (formula di DITTUS– BOELTER)	$Nu = 0.023\,\mathrm{Re}^{0.8}\cdot \Pr^{\left\{\begin{matrix}0.3\_fluido\_raffreddato\\ 0.4\_fluido\_riscaldato\end{matrix}\right\}}$
Tubo tondo in regime turbolento (formula di SIDER - TATE)	$Nu = 0.027\,\mathrm{Re}^{0.8}\cdot \Pr^{0.33}$
Cilindri lunghi	$\frac{\overline{h}_c D}{k} = \left(0.4\,\mathrm{Re}_D^{0.5} + 0.06\,\mathrm{Re}_D^{0.67}\right)\Pr^{0.4}\left(\mu_S/\mu_\infty\right)^{0.25}$ $\left(1.0 < \mathrm{Re}_D < 10^5; 0.7 < \Pr < 300\right)$
Sfere	$\frac{\overline{h}_c D}{k} = 2 + \left(0.4\,\mathrm{Re}_D^{0.5} + 0.06\,\mathrm{Re}_D^{0.67}\right)\Pr^{0.4}\left(\mu_S/\mu_\infty\right)^{0.25}$ $\left(3.5 < \mathrm{Re}_D < 7.6\cdot 10^4; 0.7 < \Pr < 380\right)$

Banchi di tubi - gas e liquidi, più di 10 file	$\frac{\bar{h}_c D}{k} = 0.33\left(\frac{\rho V_{max} D}{\mu_f}\right)^{0.6} \mathrm{Pr}_f^{\ 0.3}$ $(6000 < \mathrm{Re}_D ; 0.7 < \mathrm{Pr} < 300)$
Banchi di tubi – metalli liquidi	$\frac{\bar{h}_c D}{k} = 0.4 + 0.23\left(\frac{\rho V_{max} D}{\mu_f}\right)^{0.67} \mathrm{Pr}_f^{\ 0.67}$ $(20000 < \mathrm{Re}_{max} ; \mathrm{Pr} < 0.03)$

–esempio-



T fluido = 80° C

Dobbiamo trovare h.

Uso la formula di DITTUS E BOELTER.

$$Nu = 0.023\,\mathrm{Re}^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{\left\{\begin{matrix} 0.3\_fluido\_raffreddato \\ 0.4\_fluido\_riscaldato \end{matrix}\right\}}$$

poiché il liquido è raffreddato mi diventa $Nu = 0.023\,\mathrm{Re}^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{0.3}$ in cui

$$\mathrm{Re} = \frac{w \cdot D}{\upsilon} = \frac{1 \cdot 0.03}{0.443 \cdot 10^{-6}} = 67720 > 10000$$

! attenzione all'esponente di υ (deve essere negativo !!)

Devo guardare il valore di υ a temperatura intermedia tra 80°C (temperatura fluido) e 40°C (temperatura parete).

Alle condizioni date le tabelle mi dicono che $\mathrm{Pr}_{acqua} = 2.74$

$$\Rightarrow Nu = 0.023 \cdot 67720^{0.8} \cdot 2.74^{0.3} = 227.8 = \frac{h \cdot D}{k_{H_2O}}$$

ora posso tranquillamente ricavare h :

$$h = Nu \cdot \frac{k}{D}$$

essendo $k = 0.0570 \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot °C} = 0.570 \cdot \frac{4187}{3600} = 0.0662 \frac{W}{m \cdot K}$

$$\Rightarrow h = 227.8 \cdot \frac{0.662}{0.03} = 5027 \frac{W}{m \cdot K}$$

notiamo che quello appena ricavato è un valore estremamente elevato ma possibile per l’acqua in condizioni di convezione forzata.