ALETTE (ES. DISSIPATORI SU SCHEDE ELETTRONICHE) RADIATORI AUTOMOBILI

- LA POTENZA TERMICA TRASMESSA DA UNA SUPERFICIE SOLIDA A TEMPERATURA T_s AD UN FLUIDO A T_∞ È ESPRESSA DALLA LEGGE DI NEWTON

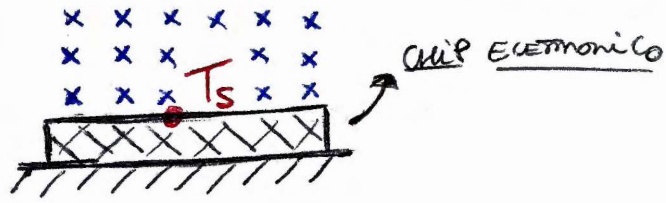
$$\Downarrow$$

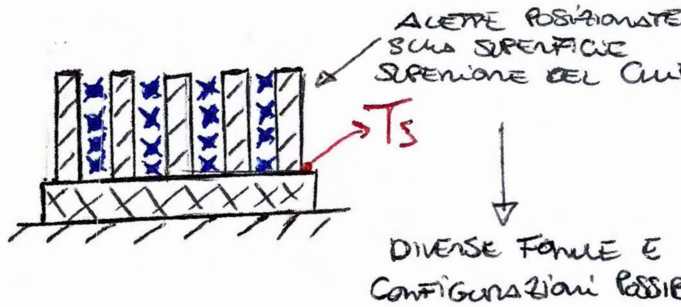
$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_\infty)$$

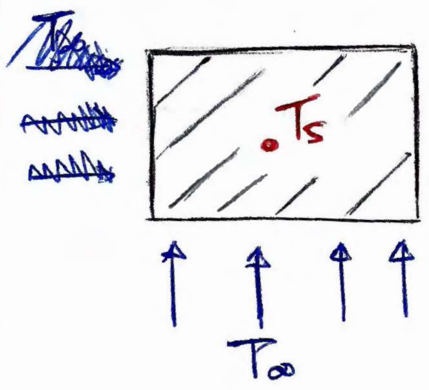
- SE SI VUOLE AUMENTARE IL CALORE SCAMBIATO (es. RAFFREDDAMENTO CHIP) MANTENENDO GLI STESSI VALORI DI T_s E T_∞

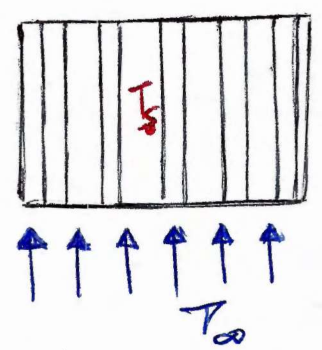
$h \uparrow$ (es. AUMENTO LA VELOCITÀ DELLA VENTOLA)

$A \uparrow$ (UTILIZZO SUPERFICI ESTESE, ALETTE)









→ EQUAZIONE DELL'ALETTA

IPOTESI SEMPLIFICATIVE:

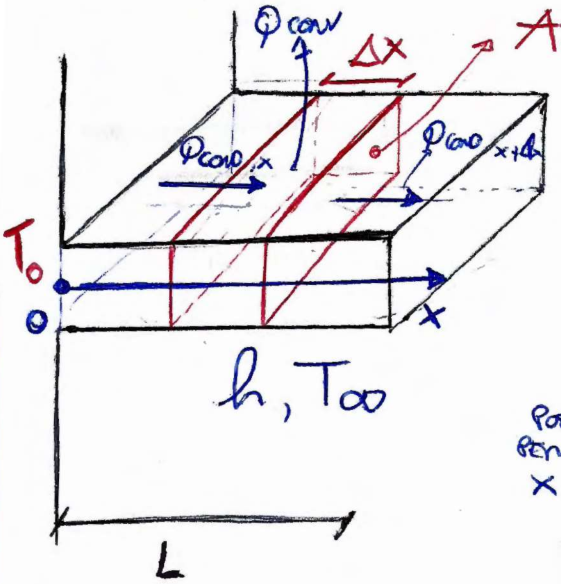
1 - REGIME STAZIONARIO
2 - COEFF. CONVETTIVO h COSTANTE LUNGO TUTTA L'ALETTA
3 - CONDUCIBILITÀ TERMICA UNIFORME LUNGO L'ALETTA
4 - CONDUCIBILITÀ TERMICA INDIPENDENTE DA T
5 - NO GENERAZIONE DI POTENZA INTERNA ALL'ALETTA

APPLICO IL BILANCIO ENERGETICO MONODIMENSIONALE

- LA DISTRIBUZIONE DI TEMPERATURA È UNIFORME NELLO SPESSORE $\quad Bi_{spessore} \ll 1$

$$\frac{h \cdot t}{k}$$

t → SPESSORE SOLITAMENTE MOLTO PICCOLO



* BILANCIO ENERGETICO x IL VOLUME DI SPESSORE Δx *

$$\dot{Q}_{cond,x} = \dot{Q}_{cond,x+\Delta x} + \dot{Q}_{conv}$$

- $\dot{Q}_{cond,x}$: POTENZA TRASMESSA PER CONDUZIONE IN X
- $\dot{Q}_{cond,x+\Delta x}$: POTENZA TRASMESSA PER CONDUZIONE IN $X+\Delta X$
- $\dot{Q}_{conv}$: POTENZA TRASMESSA PER CONVEZIONE

⇓ SOSTITUISCO LA RELAZIONE DI NEWTON PER LO SCAMBIO TERMICO CONVETTIVO $\dot{Q}_{conv} = h \underbrace{P\Delta x}_{A_{lat}}(T-T$

$$\frac{\dot{Q}_{cond,x+\Delta x} - \dot{Q}_{cond,x}}{\Delta x} + h\,P\,(T-T_\infty) = 0$$

P: PERIMETRO DELLA SEZIONE TRASVERSALE

⇓ $\Delta x \to 0$ E AGGIUNGO LA RELAZIONE DI FOURIER $\dot{Q}_{cond} = -KA_c\frac{dT}{dx}$

$$\frac{d\dot{Q}_{cond}}{dx} + hP(T-T_\infty) = 0$$

⇓ RELAZIONE DI FOURIER x SCAMBIO TERMICO CONDUTTIVO

$$\frac{d}{dx}\left(-KA_c\frac{dT}{dx}\right) + hP(T-T_\infty) = 0$$

⇓

$$\frac{d}{dx}\left(KA_c\frac{dT}{dx}\right) - hP(T-T_\infty) = 0$$

→ IN GENERALE L'AREA DELLA SEZIONE A_c E IL PERIMETRO SONO FUNZIONE DI X (ALETTE A PROFILO VARIABILE)

DISPONIBILI IN COMMERCIO DIVERSE FORME:
- TRIANGOLARI
- RETTANGOLARI
- CILINDRICHE

ALETTE A SEZIONE TRASVERSALE COSTANTE A_c COSTANTE

INTRODUCO LA VARIABILE $\theta = T - T_\infty$

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0 \qquad m^2 = \frac{hP}{KA_c}$$

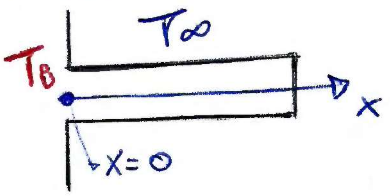
$\Downarrow$ EQ. DIFFERENZIALE LINEARE, OMOGENEA DEL 2° ORDINE A COEFF. COSTANTI

LA SOLUZIONE GENERALE DELL'EQUAZIONE È:

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx}$$

COSTANTI DA DETERMINARE IN FUNZIONE DELLE CONDIZIONI AL CONTORNO

- ALLA BASE DELL'ALETTA È NOTA LA TEMPERATURA $\theta(0) = T_B - T_\infty = \theta_B$



- ALL'ESTREMITÀ DELLE ALETTE SONO POSSIBILI DIVERSE CONDIZIONI:
  - TEMPERATURA FISSATA
  - FLUSSO TERMICO TRASCURABILE
  - CONVEZIONE

ALETTA DI LUNGHEZZA INFINITA $\rightarrow$ CONDIZIONE CONTORNO $\theta(L) = T_L - T_\infty = 0 \quad L \to \infty$
(LA TEMPERATURA ALL'ESTREMITÀ $\rightarrow$ TEMP. FLUIDO)

$\Downarrow$

$$C_1 = 0 \qquad C_2 = \theta_B$$

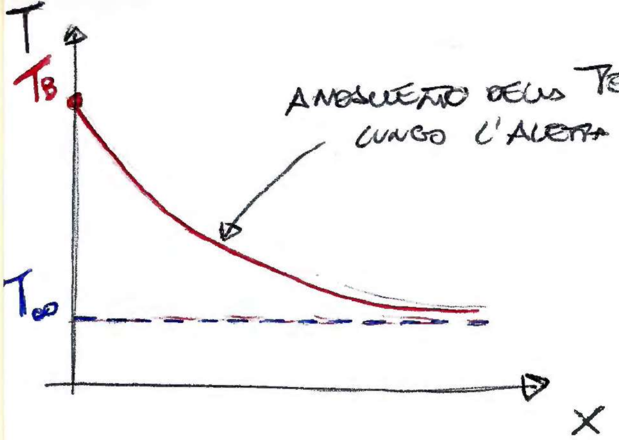
$\Downarrow$

$$\theta(x) = \theta_B e^{-mx}$$

$\Downarrow$

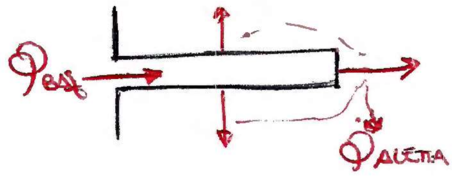
$$\frac{T(x) - T_\infty}{T_B - T_\infty} = e^{-mx} = e^{-x\sqrt{\frac{hP}{KA_c}}}$$

↳ TEMPERATURA LUNGO L'ALETTA DECRESCE ESPONENZIALMENTE DA T_B FINO A T_∞



*** POTENZA TERMICA TRASMESSA DALL'ALETTA ***

$$\dot{Q}_{\substack{\text{ALETTA}\\ \text{INFINITA}}} = -kA_c \frac{dT}{dx}\Big|_{\underbrace{x=0}_{\text{BASE}}} = \sqrt{hPkA_c}\,(T_B-$$



IN REGIME STAZIONARI[O]
LA POTENZA TERMICA
CONDUTTIVA ALLA BASE EGUA[LE]
LA POTENZA TERMICA CONVE[TTIVA]

– ALETTA CON APICE ADIABATICO

↳ SEMPLIFICAZIONE

→ LA POTENZA TERMICA DISSIPATA ALL'APICE È PROPORZIONALE ALL'AREA DELL'ESTREMITÀ $\dot{Q} = hA\Delta$

⇓

FRAZIONE TRASCURABILE DELLA SUPERFICIE DELL'ALETTA

CONDIZIONE AL CONTORNO

• $\frac{d\theta}{dx}\Big|_{x=L} = 0$ ↗ APICE ADIABATICO

• ALLA BASE DELL'ALETTA LA TEMPERATURA È IMPOSTA (COME IL CAS[O] PRECEDENTE

$$C_1 = \frac{\theta_B e^{-mL}}{e^{mL}+e^{-mL}} \Rightarrow \frac{\theta_B e^{-mL}}{2\cosh(mL)}$$

$$C_2 = \frac{\theta_B e^{mL}}{e^{mL}+e^{-mL}} \Rightarrow \frac{\theta_B e^{mL}}{2\cosh mL}$$

$$\theta_x = \frac{\theta_B e^{-mL}}{2\cosh(mL)} e^{mx} + \frac{\theta_B e^{mL}}{2\cosh(mL)} e^{-mx}$$

$\cosh x = \frac{e^x+e^{-x}}{2}$ $\quad \sinh x = \frac{e^x-e^{-x}}{2}$

$\tgh x = \frac{\sinh x}{\cosh x}$

↓ FUNZIONI IPERBOLICHE

$$\boxed{\frac{T(x)-T_\infty}{T_B-T_\infty} = \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}}$$

POTENZA TERMICA SCAMBIATA

$$\dot{Q}_{\substack{\text{ALETTA}\\ \text{APICE}\\ \text{ADIABATICO}}} = -kA_c \frac{dT}{dx}\Big|_{x=0} = \sqrt{hPkA_c}\,(T_B-T_\infty)\tanh mL$$

↳ 1 < (RIDUZIONE DI[...] DOVUTO ALLA L FINITA DELL'A[LETTA]

EFFICIENZA DI UN'ALETTA

LA TEMPERATURA DELL'ALETTA VARIA LUNGO X, DI CONSEGUENZA LA DIFFERENZA DI TEMP[ERATURA]
– TRA LA PARETE DELL'ALETTA E IL FLUIDO $(T-T_\infty)$ DIMINUISCE

↓

LA POTENZA TERMICA SCAMBIATA DIMINUISCE LUNGO X $\quad \dot{Q} = hA_L(T-T_\infty)$

• IL CASO IDEALE È QUELLO DI ALETTA ISOTERMA $(K \to \infty)$ CHE SCAMBIA LA MASSIMA POTENZA TERMICA

↓

ELEVATA CONDUTTIVITÀ TERMICA

$$\eta_{ALETTA} = \frac{\dot{Q}_{ALETTA}}{\dot{Q}_{ALETTA\ ISOTERMA}} \Rightarrow \dot{Q}_{ALETTA} = \eta_{ALETTA}\, \dot{Q}_{\substack{ALETTA\\ MAX\\ ISOTERMA}} = \eta_{ALETTA}\, h\, \underbrace{A_{ALETTA}}_{PL}\, (T_B$$

PL (x ALETTE A SEZIONE C...

x ALETTA INFINITAMENTE LUNGA: $\eta_{\substack{ALETTA\\ L\to\infty}} = \frac{1}{mL} = \frac{\sqrt{hPKA_c}\,(T_B - T_\infty)}{h \underbrace{A_{ALETTA}}_{PL}(T_B - T_\infty)}$

x ALETTA APICE ADIABATICO: $\eta_{\substack{ALETTA\\ APICE\ ADIABATICO}} = \frac{\tanh mL}{mL} = \frac{\sqrt{hPKA_c}\,(T_B - T_\infty)\tanh}{h\, A_{ALETTA}(T_B - T_\infty)}$

- L'EFFICIENZA DELL'ALETTA È GRAFICATA IN FUNZIONE DI PARAMETRI E DELLA GEOMETRIA DEL PROFILO DELL'ALETTA
  - ALETTA TRIANGOLARE
  - PARABOLICA ECC

EFFICACIA DI UN'ALETTA:

CONFRONTA L'INCREMENTO DI POTENZA TERMICA SCAMBIATA DOVUTO ALL'AGGIUNTA DI ALETTE SU UNA SUPERFICIE

$$\varepsilon_{ALETTA} = \frac{\dot{Q}_{ALETTA}}{\dot{Q}_{SENZA\ ALETTA}} = \frac{\dot{Q}_{ALETTA}}{h \underbrace{A_B}_{AREA\ BASE} (T_B - T_\infty)}$$

- SE > 1 L'ALETTA APPORTA UN INCREMENTO DELLO SCAMBIO
- SE < 1 L'ALETTA FUNZIONA DA ISOLANTE

x ALETTA INFINITAMENTE LUNGA A SEZIONE UNIFORME $\varepsilon_{\substack{ALETTA\\ L\to\infty}} = \sqrt{\frac{KP}{hA_c}}$

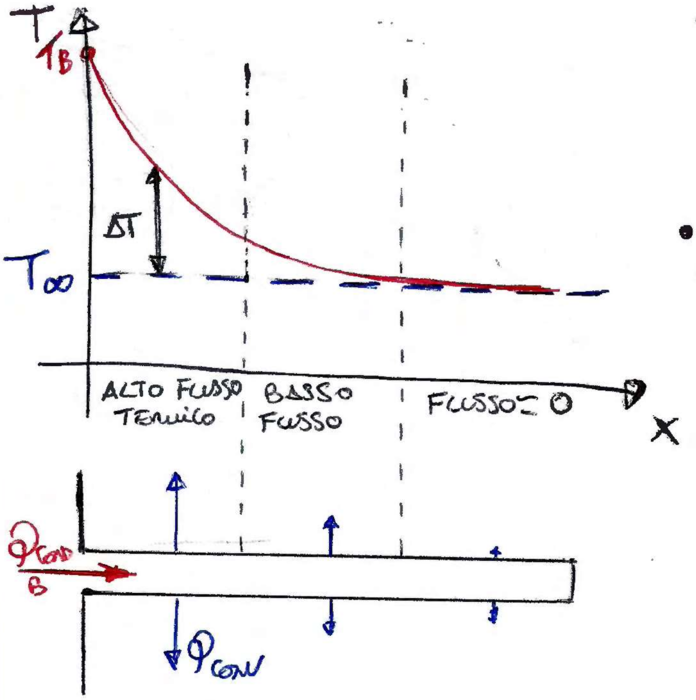
È POSSIBILE IDENTIFICARE I FATTORI CHE INCREMENTANO LA POTENZA TERMICA SCAMBIATA:

- CONDUCIBILITÀ TERMICA DELL'ALETTA ELEVATA $K\uparrow$
- RAPPORTO $\frac{P}{A_c}$ ELEVATO (ALETTE DI PICCOLO SPESSORE SONO PRIVILEGIATE)
- COEFFICIENTE DI SCAMBIO CONVETTIVO RIDOTTO $h\downarrow$
  - L'AGGIUNTA DI ALETTE È + VANTAGGIOSA QUANDO LA RESISTENZA CONVETTIVA È ELEVATA (FLUIDO CHE SCAMBIA MALE)

*CONSIDERAZIONI QUALITATIVE SULLA GIUSTA LUNGHEZZA DI UN'ALETTA *

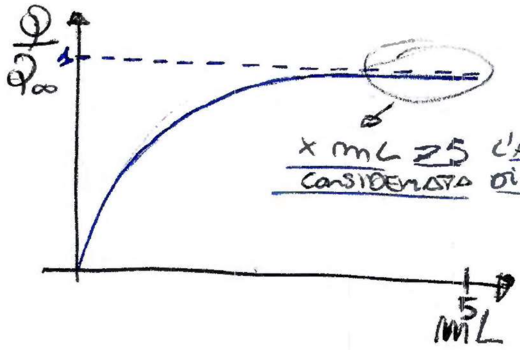
- SE MI LIMITASSI SOLO A CONSIDERAZIONI ENERGETICHE $\rightarrow L\to\infty$ GARANTISCE LO SCAMBIO TERMICO MASSIMO
- TUTTAVIA LA TEMPERATURA DELL'ALETTA DECRESCE LUNGO X TENDENDO A DIMINUIRE LA DIFFERENZA DI $(T - T_\infty) \longrightarrow$ LE ZONE TERMINALI DELL'ALETTA CONTRIBUISCONO POCO ALLO SCAMBIO TERMICO
- ALL'AUMENTARE DELLA LUNGHEZZA AUMENTA IL COSTO DEL MATERIALE.

ESISTE UNA LUNGHEZZA OTTIMA $L\uparrow$ → $\dot{Q}_{ALETTA}\uparrow$, COSTO $\uparrow$



• Un'aletta troppo lunga è inutile perché l'aumento del costo non è bilanciato dall'aumento del calore scambiato

• $$\frac{\dot{Q}_{aletta}}{\dot{Q}_{aletta,\,L\to\infty}} = \frac{\sqrt{hPKA_c}(T_B-T_\infty)\tanh mL}{\sqrt{hPKA_c}(T_B-T_\infty)} = \tanh m$$



x $mL \geq 5$ l'aletta può essere considerata di lunghezza infinita

CONVEZIONE * TRASMISSIONE DEL CALORE CHE AVVIENE IN PRESENZA DI UN FLUIDO IN MOTO

LEGGE DI NEWTON: $\dot{Q}_{conv} = h\,A\,(T_{sup} - T_{\infty})$

- h: COEFF. SCAMBIO CONVETTIVO (PR. TERMOFISICHE DEL FLUIDO, REGIME MOTO, GEOMETRIA) → DIPENDE DA MOLTE VARIABILI ED È COMPLESSO DETERMINARNE IL VALORE
- A: AREA DELLA SUPERFICIE
- T_{sup}: TEMPERATURA DELLA SUPERFICIE
- T_{∞}: TEMPERATURA DEL FLUIDO INDISTURBATO

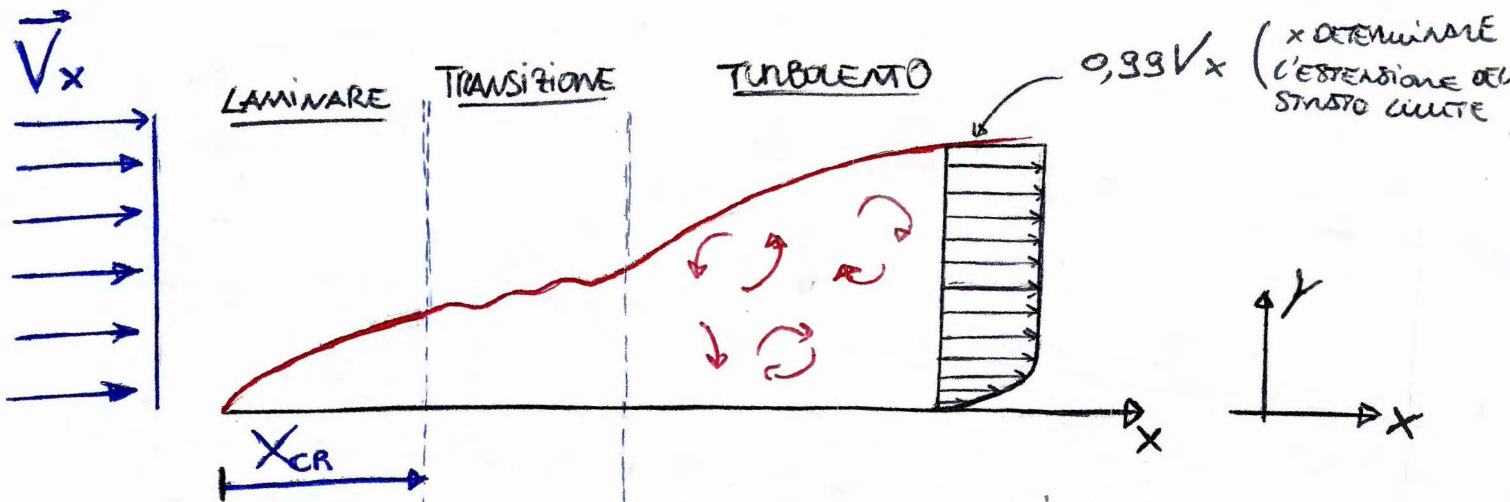
_ LA CONVEZIONE È IL MECCANISMO DI SCAMBIO TERMICO PIÙ COMPLESSO

IL MOTO DEL FLUIDO È CONDIZIONE NECESSARIA x CONVEZIONE

↳ x FLUIDO FERMO IL MECCANISMO DI SCAMBIO È LA CONDUZIONE

① CONVEZIONE FORZATA (ES. LASTRA PIANA DISPOSTA PARALLELAMENTE ALLA DIREZIONE DEL FLUSSO)

↳ IL MOTO DEL FLUIDO È CAUSATO DA FORZANTI ESTERNE (VENTILATORI, POMPE)



- NELLA ZONA LAMINARE IL FLUIDO SI MUOVE PER FILETTI PARALLELI E LO SCAMBIO TERMICO AVVIENE PER CONDUZIONE TRA I FILETTI
- PER MOTO TURBOLENTO ESISTONO DELLE COMPONENTI DI VELOCITÀ V_Y ALL'INTERNO DELLO STRATO LIMITE ⟹ "MESCOLAMENTO" MAGGIORE

↓

LE COMPONENTI IN DIR. Y TRASPORTANO MASSA (ENERGIA INTERNA ASSOCIATA) INCREMENTANDO LO SCAMBIO TERMICO

- CONTATTO CON LA PARETE LA VELOCITÀ È NULLA ⟹ CONDIZIONE DI ADERENZA

⇓

ESISTE UNA PORZIONE DI FLUIDO IN CUI LO SCAMBIO TERMICO AVVIENE PER CONDUZIONE (SUBSTRATO LAMINARE)

$$\dot{q}_{conv} = h(T_s - T_\infty) = -K \left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{y=0} = q_{cond}$$

IL FLUSSO TERMICO CONVETTIVO DA UNA SUPERFICIE AD UN FLUIDO È UGUALE AL FLUSSO TERMICO CONDUTTIVO DALLA SUPERFICIE ALLO STRATO DI FLUIDO ADIACENTE

- AL VARIARE DI X VARIANO LE CONDIZIONI MOTO (LAMINARE, TRANSIZIONE, TURBOLENTO) E DI CONSEGUENZA VARIA IL COEFF. DI SCAMBIO h

⇓

GENERALMENTE SI È INTERESSATI AL VALOR MEDIO $\bar{h}$ SULLA SUPERFICIE

- ACCANTO ALLO STRATO LIMITE DI VELOCITÀ (VISCOSO) ESISTE UNO STRATO LIMITE TERMICO IN CUI È CONCENTRATO IL 99% DELLA VARIAZIONE DI TEMPERATURA $T_s - T_\infty$

⇓

SI SVILUPPA SIMULTANEAMENTE A QUELLO DI VELOCITÀ

LO STRATO LIMITE DI VELOCITÀ INFLUENZA LO SVILUPPO DELLO STRATO LIMITE TERMICO → L'INFLUENZA DELLO STRATO LIMITE TERMICO SULLO STRATO LIMITE DI VELOCITÀ È RIDOTTO

⇓

NULLO SE FLUIDO INCOMPRIMIBILE CON PROPRIETÀ TERMOFISICHE COSTANTI

DA UN PUNTO DI VISTA GENERALE ⟹ IL COEFF. CONVETTIVO SU LASTRA PIANA DIPENDE DA UNA SERIE DI VARIABILI FISICHE

⇓

- CONDUCIBILITÀ TERMICA DEL FLUIDO K_f (INFLUENZA LA CONDUZIONE) $\left[\frac{W}{mK}\right]$
- SPESSORE DELLO STRATO LIMITE
  - → VISCOSITÀ DINAMICA μ [Pa · s]
  - → VELOCITÀ DEL FLUIDO INDISTURBATO V_∞ [m/s]
  - → DIMENSIONE GEOMETRICA CARATTERISTICA (PER LASTRA PIANA LA DISTANZA X)
- NELLA ZONA IN CUI È PRESENTE TRASPORTO DI MASSA (AZIONE TURBOLENTA) IL CALORE TRASMESSO DIPENDERÀ DA
  - CALORE SPECIFICO DEL FLUIDO $c_p \left[\frac{J}{kgK}\right]$
  - DENSITÀ DEL FLUIDO $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

IN LINEA TEORICA È POSSIBILE DETERMINARE UNA FUNZIONE

$$h = f(x, c, \rho, \mu, K, V)$$

CONV 2

RELAZIONE CON 7 VARIABILI E 4 GRANDEZZE FONDAMENTALI (Kg, s, K, m)

↳ ESISTE UNA CORRELAZIONE SCRITTA IN FORMA ADIMENSIONALE IN FUNZIONE DI 3 ~~VARIABILI~~ GRUPPI ADIMENSIONALI

TEOREMA DI BUCKINGAM (O Π GRECO)

- SI SUPPONGA CHE IN UN FENOMENO FISICO UNA GRANDEZZA Φ_1 DIPENDA DA ALTRE GRANDEZZE $\Phi_2, \Phi_3 \dots \Phi_m$ $\quad \Phi_1 = f(\Phi_2, \Phi_3 \dots \Phi_m)$

SE LE GRANDEZZE FONDAMENTALI COINVOLTE NEL PROCESSO FISICO SONO R LA RELAZIONE FUNZIONALE $F(\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3 \dots \Phi_m) = 0$ SI PUÒ ESPRIMERE CON UNA RELAZIONE TRA $N-R$ GRUPPI ADIMENSIONALI $\Pi_1, \Pi_2 \dots \Pi_{N-R}$

$$F'(\Pi_1, \Pi_2 \dots \Pi_{N-R}) = 0$$

- RITORNANDO ALLA RELAZIONE $h = f(x, c_p, \rho, \mu, K, V)$ POSSIAMO IPOTIZZARE CHE:

$$h = cost\ x^b \cdot c_p^c \cdot \rho^d \cdot \mu^e \cdot K^f \cdot V^g$$

⇓ IMPONENDO L'OMOGENEITÀ DIMENSIONALE

$$\left[\frac{W}{m^2K}\right] = cost\,[m]^b \left[\frac{J}{KgK}\right]^c \left[\frac{Kg}{m^3}\right]^d [Pa\,s]^e \left[\frac{W}{mK}\right]^f \left[\frac{m}{s}\right]^g$$

↓

$$\left[\frac{J}{s\,m^2K}\right] = cost\,[m]^b \cdot \left[\frac{\cancel{Kg}\frac{m^2}{s^2}}{\cancel{Kg}K}\right]^c \cdot \left[\frac{Kg}{m^3}\right]^d \cdot \left[\frac{N\,s}{m^2}\right]^e \cdot \left[\frac{J}{s\,mK}\right]^f \left[\frac{m}{s}\right]^g$$

↓

$$\left[\frac{Kg\frac{m^2}{s^2}}{s\,m^2K}\right] = cost\,[m]^b \left[\frac{m^2}{s^2K}\right]^c \left[\frac{Kg}{m^3}\right]^d \left[\frac{Kg\frac{m}{s^2}s}{m^2}\right]^e \left[\frac{Kg\frac{m^2}{s^2}}{s\,mK}\right]^f \left[\frac{m}{s}\right]^g$$

$$\left[\frac{Kg}{s^3K}\right] = cost\,[m]^b \left[\frac{m^2}{s^2K}\right]^c \left[\frac{Kg}{m^3}\right]^d \left[\frac{Kg}{ms}\right]^e \left[\frac{Kg\,m}{s^3K}\right]^f \left[\frac{m}{s}\right]^g$$

SISTEMA LINEARE 4 EQUAZIONI 6 INCOGNITE

$[m]\quad 0 = b + 2c - 3d - e + f + g$

$[K]\quad -1 = -c - f$

$[s]\quad -3 = -2c - e - 3f - g$

$[Kg]\quad 1 = d + e + f$

VANTAGGI ADIMENSIONALE

1° ESPRIMO LA LEGGE COME FUNZIONE DI UN N° VARIABILI MINORE

2° UTILIZZARE I DATI SPERIMENT. OTTENUTI IN UN CASO, PER CASI DIFFERENTI MA "SIMILI" AL CASO ORIGINARIO

COMV 3

Si ottengono le seguenti relazioni tra i coefficienti

$$b = g - 1$$
$$d = g$$
$$e = c - g$$
$$f = 1 - c$$

Sostituisco nella relazione h $\Longrightarrow$ $h = \text{cost}\; x^{g-1}\, c_p^{\,c}\, \rho^{g}\, \mu^{c-g}\, K^{1-c}\, V^{g}$

$\Downarrow$ riarrango la relazione

$$h = \text{cost}\; \frac{x^g \rho^g V^g}{\mu^g} \cdot \left(\frac{c_p \mu}{K}\right)^c \frac{K}{\cancel{x}}$$

n° Reynolds "Re"

n° di Prandtl "Pr"

$\Downarrow$

n° Nusselt "Nu"

$$\frac{h\cancel{x}}{K} = \text{cost}\; Re^g\, Pr^c$$

$\Downarrow$

coefficienti da determinare sperimentalmente

$$\boxed{Nu = \text{cost}\; Re^{g}\, Pr^{c}}$$

- il Numero di Nusselt "Nu" esprime il rapporto tra scambio termico per convezione e scambio termico per conduzione

$$Nu = \frac{h x}{K}$$

$$\frac{\Phi_{conv}}{\Phi_{cond}} = \frac{h \Delta T}{\frac{K \Delta T}{\delta}} = \frac{h \delta}{K}$$

- $Re = \dfrac{\rho V x}{\mu}$ rapporto tra le forze di inerzia e le forze viscose

- $Pr = \dfrac{c_p \mu}{K} = \dfrac{\mu}{\rho} \cdot \dfrac{\rho c_p}{K} = \nu \cdot \dfrac{1}{\alpha}$ $\quad \dfrac{\text{diffusività quantità di moto}}{\text{diffusività termica}}$

ν (viscosità cinematica)

α (diffusività termica)

$Pr \simeq 1$ LO STRATO LIMITE TERMICO HA SPESSORE SIMILE A QUELLO DELLA VELOCITÀ (GAS)

$Pr << 1$ (METALLI LIQUIDI) → IL CALORE DIFFONDE + VELOCEMENTE DELLA Q. MOTO
SPESSORE STRATO LIMITE DI T >> SPESSORE SL VELOCITÀ

$Pr >> 1$ (OLI) SPESSORE STRATO LIMITE DI V >> SPESSORE SL T

es. ~~Acqua~~ Aria $Pr = 0{,}707$ a 300K $\quad Pr = 0{,}685$ a 600K

ACQUA $Pr = 5{,}83$ LIQUIDA $\quad 0{,}857$ VAPORE a 300K

$1{,}14$ LIQUIDA $\quad 2{,}15$ VAPORE a 600K

→ DAL MOMENTO CHE SIAMO INTERESSATI AL VALORE MEDIO SULLA LASTRA SI EFFETTUA LA MEDIA

$$\boxed{\overline{h} = \frac{1}{L}\int_0^L h_x \, dx \Rightarrow Nu_L = f(Re_L, Pr)}$$

PASSI NECESSARI PER IL CALCOLO DI h IN CONVEZIONE FORZATA

① IDENTIFICARE LA GEOMETRIA DEL PROBLEMA

FLUSSO INTERNO — FLUSSO ESTERNO

CILINDRO, SFERA, LASTRA PIANA
CONDOTTO CIRCOLARE O DI ALTRA FORMA

② IDENTIFICARE LA TEMPERATURA DI RIFERIMENTO PER VALUTARE LE PROPRIETÀ TERMOFISICHE (k, c_p, μ, ρ, Pr)

↳ GENERALMENTE SI USA LA TEMPERATURA DI FILM $T_f = \frac{T_\infty + T_s}{2}$

③ CALCOLARE IL N° DI REYNOLDS → MOTO LAMINARE / MOTO TURBOLENTO

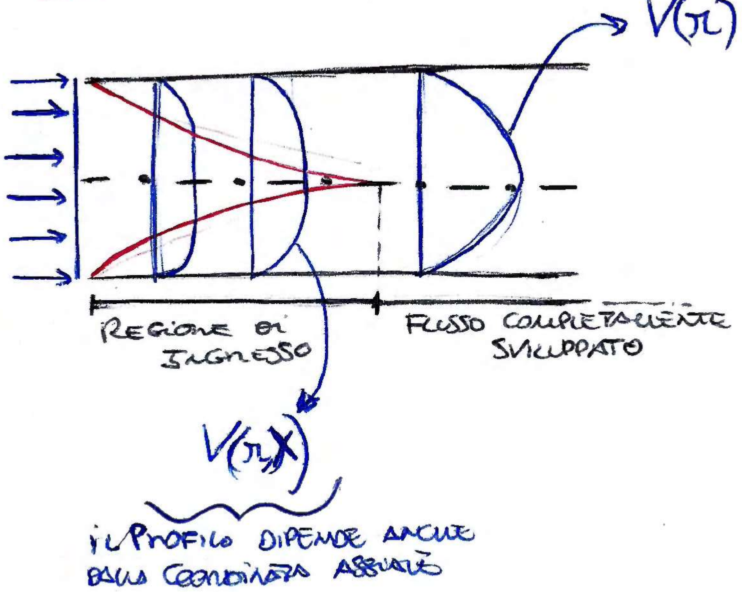
↳ LE CORRELAZIONI SONO DIFFERENTI IN BASE AL REGIME DI MOTO

④ DECIDERE SE È RICHIESTO UN VALORE LOCALE O MEDIO DI h

LOCALE → FLUSSO TERMICO IN UN PUNTO

MEDIO ↳ SCAMBIO TERMICO SULL'INTERA SUPERFICIE

* Convezione Forzata in Condotti Circolari *



Generalmente le correlazioni sono fornite per la zona di flusso completamente sviluppato.

Per moto turbolento la lunghezza della regione di ingresso è ~ 10 diametri

ES. Moto laminare in condotti circolari

ϕ = costante $\quad Nu_D = \frac{hD}{K} = 4,36$

T_s = costante $\quad Nu_D = 3,66$

Proprietà calcolate a T_m sulla sezione

Moto turbolento in condotti circolari

es. Equazione di Dittus-Boelter (esempio)

$$Nu_D = 0,023\, Re_D^{0,8}\, Pr^m$$

$m = 0,4$ x riscaldamento $T_s > T_m$

$m = 0,3$ x raffreddamento $T_s < T_m$

$0,7 \leq Pr \leq 160$

$Re_D \geq 10000$

$\frac{L}{D} \geq 10$

condizioni x applicabilità

- Esistono numerose correlazioni con diversi campi di applicabilità e range di accuratezza sia x convezione esterna che per convezione interna

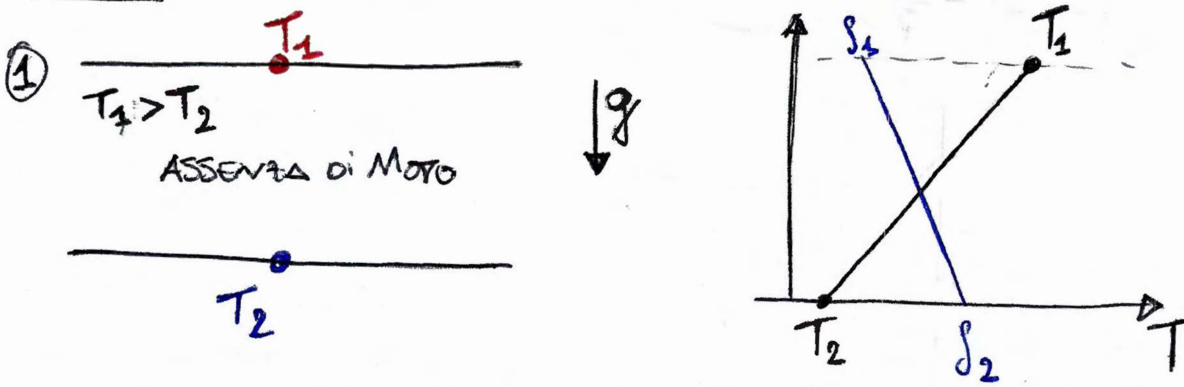
$\Downarrow$

Scelta da libri e manuali specifici

* CONVEZIONE NATURALE *

↳ CAUSATA DA FORZE DI GALLEGGIAMENTO ORIGINATE DA GRADIENTI DI DENSITÀ

ESEMPIO: FLUIDO COMPRESO TRA DUE ESTESE SUPERFICI ORIZZONTALI



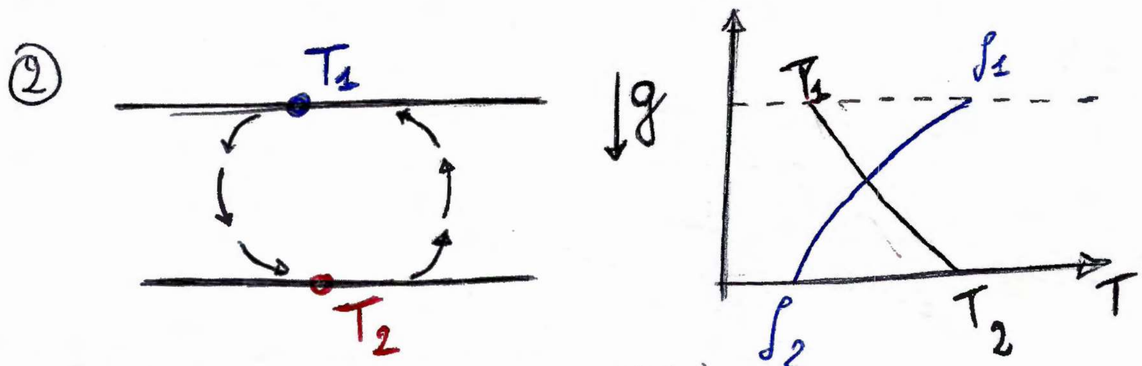
- SE LA SUPERFICIE SUPERIORE HA TEMPERATURA + ELEVATA DI QUELLA INFERIORE LA DENSITÀ (CHE A GRADIENTE OPPOSTO ALLA T) È MAGGIORE A RIDOSSO DELLA SUPERFICIE INFERIORE

⇓

FLUIDO IN EQUILIBRIO MECCANICO STABILE (QUIETE)

⇓

SCAMBIO TERMICO AVVIENE X CONDUZIONE



- PARETE INFERIORE A TEMPERATURA MAGGIORE

⇓

EQUILIBRIO MECCANICO INSTABILE

⇓

SE LA DIFFERENZA DI TEMPERATURA $T_2 - T_1$ GENERA FORZE INERZIALI SUPERIORI A QUELLE VISCOSE ⟹ MOTO A CUI È ASSOCIATO SCAMBIO TERMICO

- LA VARIAZIONE DI DENSITÀ CON LA TEMPERATURA È ESPRESSA TRAMITE COEFFICIENTE DI DILATAZIONE TERMICA

⇓

$$\left[\beta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p\right] \Longrightarrow \text{SE GAS PERFETTO } \frac{P}{\rho} = RT$$

$\left[\frac{1}{K}\right]$

⇓

$$\beta = \frac{1}{T}\left[\frac{1}{K}\right] = \frac{1}{\rho}\,\frac{P}{RT^2} = \frac{RT}{P}\,\frac{P}{RT^2}$$

SE $\beta \simeq$ COST NEL PROBLEMA CONSIDERATO LA VARIAZIONE DI DENSITÀ DEL FLUIDO TRA PARETE (T_s) E FLUIDO INDISTURBATO (T_∞) PUÒ ESSERE ESPRESSA:

$$\boxed{\beta = -\frac{1}{\rho}\frac{\rho_s - \rho_\infty}{T_s - T_\infty}}$$

$\Downarrow$

$$\rho_\infty - \rho_s = \rho\,\beta\,(T_s - T_\infty)$$

- SICCOME LA CAUSA DEL MOTO È LA DIFFERENZA DI DENSITÀ, PROPORZIONALE A $\beta(T_s - T_\infty)$ IL PARAMETRO CHE DEFINISCE LA NATURA DEL MOTO (IN ANALOGIA A Re PER CONVEZIONE FORZATA) È IL

NUMERO DI GRASHOF : $Gr = \dfrac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2}$

$\downarrow$

ADIMENSIONALE

ANCHE x CONVEZIONE NATURALE SI HANNO RELAZIONI TRA GRUPPI ADIMENSIONALI DEL TIPO $Nu = f(Gr, Pr)$

[n° DI RAYLEIGH $Ra = Gr\,Pr$]

ESEMPIO: LASTRA VERTICALE DI LUNGHEZZA L

$$Nu_L = \left(0{,}825 + \frac{0{,}387\,Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0{,}492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}}\right)^2$$

- ANCHE IN QUESTO CASO SONO PRESENTI DIVERSE CORRELAZIONI x CONFIGURAZIONI DIFFERENTI $\Longrightarrow$ SCELTA SU LIBRI E MANUALI

ACCENNO A SCAMBIO TERMICO BIFASE

↳ NEL CASO IL FLUIDO SIA IN TRANSIZIONE DI FASE < EBOLLIZIONE / CONDENSAZIONE

$\Downarrow$

NON SONO VALIDE LE CORRELAZIONI PRECEDENTI

- IL MECCANISMO DI SCAMBIO TERMICO DIVENTA + EFFICIENTE GRAZIE AL TRASPORTO DI ENERGIA SOTTOFORMA DI CALORE LATENTE (LEGATO AL CAMBIAMENTO DI FASE)

$\Downarrow$

ELEVATI FLUSSI TERMICI SCAMBIATI CON ΔT PICCOLI

$\Downarrow$

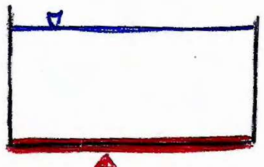
h MOLTO ELEVATI

- X SCAMBIARE ELEVATI FLUSSI TERMICI NON È NECESSARIO AVERE ELEVATI ΔT NELLO STRATO LIMITE TERMICO PERCHÉ L'ENERGIA VIENE TRASPORTATA GRAZIE AL CALORE LATENTE CONNESSO AL CAMBIO DI FASE

* ΔT TRA PARETE E FLUIDO DI POCHI GRADI $\boxed{5°C}$ PER INNESCARE LA FORMAZIONE DI BOLLE IN EVAPORAZIONE

↳ FLUSSI ELEVATI CON ΔT PICCOLI $\Longrightarrow$ h MEDIO ELEVATI

ES. EBOLLIZIONE STATICA $\longrightarrow$ ACQUA (LIQUIDO) STAGNANTE RISCALDATA DAL FONDO DEL RECIPIENTE

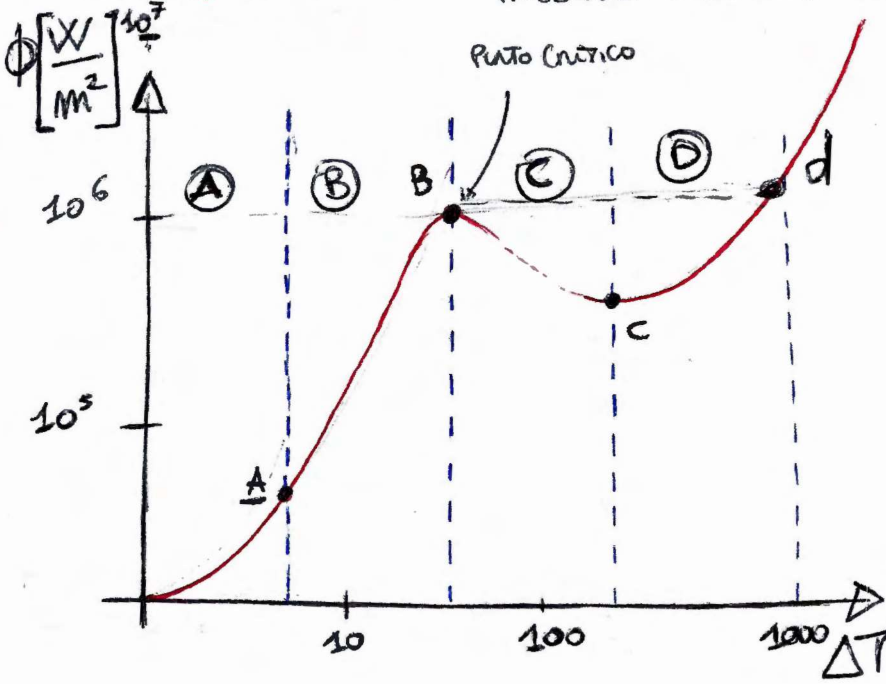


ELEMENTO RISCALDANTE

- SI CONTROLLA LA DIFFERENZA DI TEMPERATURA TRA LA SUPERFICIE DEL RISCALDATORE E LA TEMPERATURA DI SATURAZIONE DEL FLUIDO ALLA PRESSIONE DI FUNZIONAMENTO

$$\Delta T = T_S - T_{SAT} \; [°C]$$

- GRAFICO IN ASCISSA ΔT E IN ORDINATA IL FLUSSO TERMICO PASSANTE NEL FLUIDO PER UNITÀ DI SUPERFICIE DEL RISCALDATORE



* DIAGRAMMA DI NUKIYAMA *

↓

LA VARIABILE CONTROLLATA È LA TEMPERATURA DEL RISCALDATORE

- SCALA BILOGARITMICA

- NELLA REGIONE A LA TEMP. ACQUA IN PROSSIMITÀ DEL RISCALDATORE CRESCE AL DI SOPRA DELLA T_{SAT} E MOTI CONVETTIVI LENTI CONSENTONO LO SMALTIMENTO DEL CALORE SENZA FORMAZIONE DI BOLLE

$\Downarrow$

NEL PUNTO A INIZIANO A FORMARSI BOLLE CON AGITAZIONE TUMULTUOSA

↳ CON PICCOLI INCREMENTI DI T SI RIESCONO A SMALTIRE GRANDI FLUSSI TERMICI

- NEL PUNTO B SI RAGGIUNGE UN MASSIMO PER Φ $\Longrightarrow$ FLUSSO CRITICO

$\Downarrow$

AUMENTANDO LA T SI FORMANO "CHIAZZE" DI VAPORE SURRISCALDATO INTORNO AL RISCALDATORE $\Longrightarrow$ PELLICOLA ISOLANTE DI VAPORE

CONTINUA

- IL FLUSSO TERMICO DIMINUISCE

→ RAGGIUNTO IL MINIMO C IL FLUSSO TERMICO RICOMINCIA AD AUMENTARE

⇓

ANCHE SE h È MODESTO IL ΔT È ELEVATISSIMO ↗ IMPORTANTE ANCHE IL MECCANISMO DI RADIAZIONE

LE REGIONI RAPPRESENTATE NEL DIAGRAMMA SONO:

(A) CONVETTIVA, NON EBOLLENTE

(B) EBOLLIZIONE A NUCLEI

(C) EBOLLIZIONE A FILM DI VAPORE INSTABILE (TRANSIZIONE)

(D) EBOLLIZIONE A FILM DI VAPORE STABILE

- NEL CASO IN CUI LA GRANDEZZA CONTROLLATA DURANTE L'ESPERIMENTO SIA IL FLUSSO TERMICO ⟹ IL TRATTO b - c - d NON PUÒ ESSERE PERCORSO

⇓

UNA VOLTA RAGGIUNTO IL FLUSSO CRITICO UN PICCOLO AUMENTO DEL FLUSSO TERMICO FA "SALTARE LA TEMPERATURA" DA B A D

⇓

TEMPERATURE MOLTO ELEVATE CHE POSSONO DISTRUGGERE IL RISCALDATORE

EBOLLIZIONE DINAMICA → EBOLLIZIONE IN CONVEZIONE FORZATA

↳ TUBO IN CUI SCORRE ACQUA IN TRANSIZIONE DI FASE

- LO SCAMBIO TERMICO IN TRANSIZIONE DI FASE ESISTONO CORRELAZIONI SPECIFICHE MAGGIORMENTE COMPLESSE ⟹ x APPROFONDIMENTI TESTI SPECIFICI