

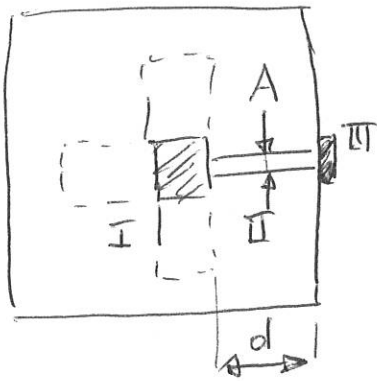
## CONTROLLO TERMICO PASSIVO:

(1)

- Thermal finger
- Thermal loop
- Isolamento termico.

## THERMAL FINGER:

Space craft: sistema suddiviso in altri sottosistemi:



L'elemento evidenziato colloquia con gli altri sistemi mediante tutti i meccanismi di scambio termico. Degli altri sottosistemi (vicini e quello di interesse) si possono conoscere  $t_{min}$  e  $t_{max}$ .

Nella progettazione solitamente c'è prima un'analisi geometrica dei sottosistemi e la loro posizione.

Come visto, lo scambio termico può avvenire con pianeta, sole o volta celeste.

Normalmente vengono utilizzati per smaltire calore generati internamente scambiando calore per radiazione IR con la volta celeste.

Si crea un ponte termico, cioè un collegamento di tipo meccanico con l'esterno.

Il sottosistema non può compiere collocazione - si crea un collegamento per trasportare verso l'esterno calore ~~ex~~ condutt.

②  
Sistema I collegato a un radiatore III tramite il thermal finger II di lunghezza  $d$  e sezione  $A$  che trasporta & condurrà il flusso termico da sinistra.

Il thermal finger deve fornire un buon contatto termico e quindi saranno importanti

- scelta dei materiali
- sezione della barra.

In regime permanente:

$$Q_d = \frac{\lambda}{d} A (t_1 - t_2)$$

Il problema a cui si va incontro è legato alla massa del sistema: per avere buona conducibilità occorrono metalli.

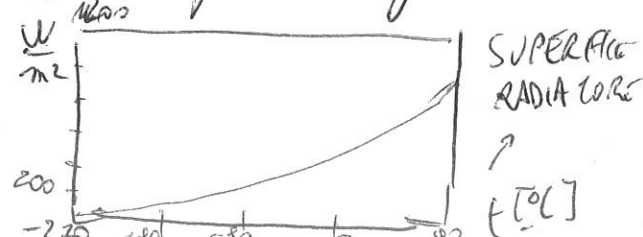
Si potrebbero usare "thermal straps": tracce metalliche flessibili quando le distanze sono piccole.

Il radiatore è una piastra e deve essere di spessore adeguato (non troppo sottile), altrimenti non riesce a veicolare i flussi termici verso l'estremità del radiatore.

Sono solitamente a sezione costante. Fondamentale la finitura superficiale.

Raffreddamento  $\rightarrow$  non devono resistere del Sole e del pianeta e delle altre parti dello spacecraft

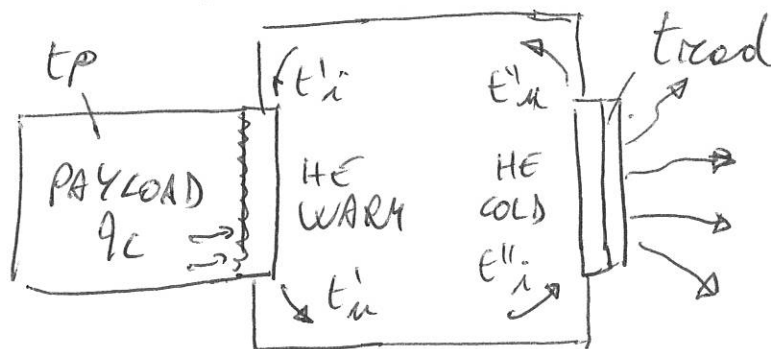
Bisogna considerare che si perde linearità nello scambio termico & radiazione (R (normalmente 100-350 W))



# THERMAL LOOP

Quando d'elemento non si può più utilizzare la conduzione, si ricorre al "Thermal Loop" (anello termico)

Sistema: 2 scambiatori di calore e un fluido che veicola il flusso termico:



Scambio termico tra oggetto e fluido e tra fluido e pietra.

d: non è un problema  $\rightarrow$  si riescono a trasportare fluidi caldi su grandi distanze.

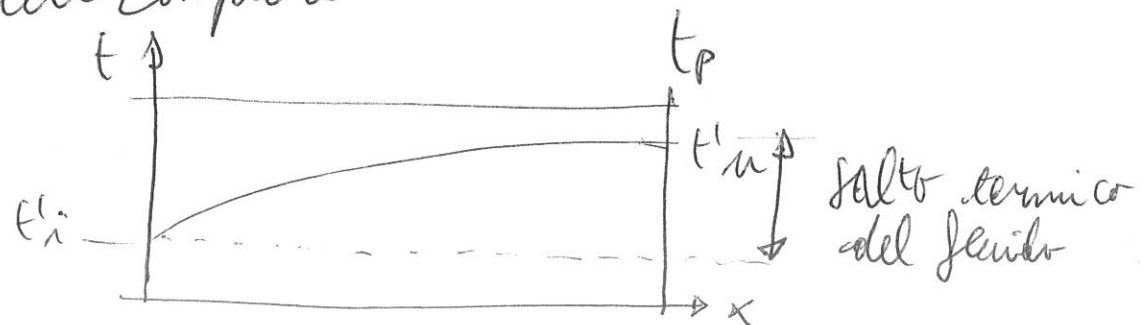
Le zone di contatto tra scamb. caldo e oggetto e sede di resistenze termiche di conversione.

- Problema:
- modalità di movimentazione del fluido
  - tempi di innesco conv. forzata.
  - portata del fluido.

Ipotesiamo fluido a  $t$  uniforme. Consideriamo metodo  $E-NTU \rightarrow$  efficienza termica  $E$   
 $\hookrightarrow$  numero di unità di trasporto termico  $NTU$

dello scambiatore nella particolare operazione di scambio termico che deve compiere.

Diagramma su HE WARM



$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} = \frac{t'_u - t'_i}{t_p - t'_i} \quad (4)$$

$$NTU = \frac{KA}{\dot{C}_{min}} = \frac{KA}{\dot{m}_f c_f}$$

→ si considera un fluido. L'ambiente da PAYLOAD è a  $t = \text{cost}$  quindi con capacità termica  $\infty$ .

$$Q_c = \dot{m}_f c_f (t'_u - t'_i) \\ = \dot{C}_{min} (t_u - t_i)$$

Vogliamo avere una buona efficienza  $\varepsilon$ : scambiatore grande e con poche resistenze termiche (che si realizza soprattutto sulle pareti).

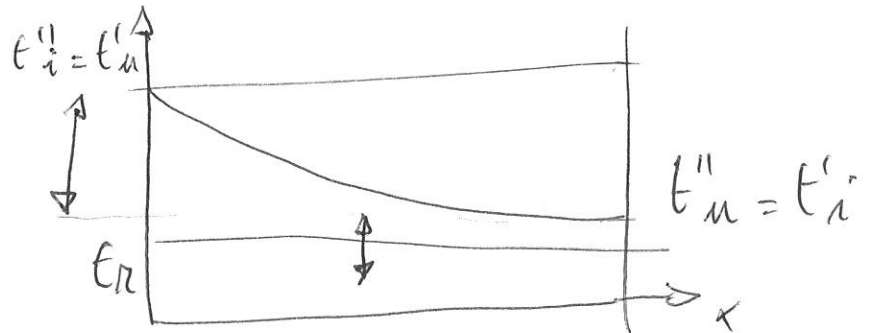
Coefficiente di convezione elevato e  $v$  del fluido adeguati.

$t'_u \rightarrow t'_i$  in HE  $\alpha D \rightarrow$  può essere influenzata dalle altre parti dello S/C mentre passa dall'uno all'altro.

Si cerca di rendere edipatici tutti gli elementi che non hanno funzione di scambiare calore.

Analogamente  $t''_u \rightarrow t'_i$  in HE  $\omega A M$   
 $\downarrow$   
 in HE  $\omega A D$

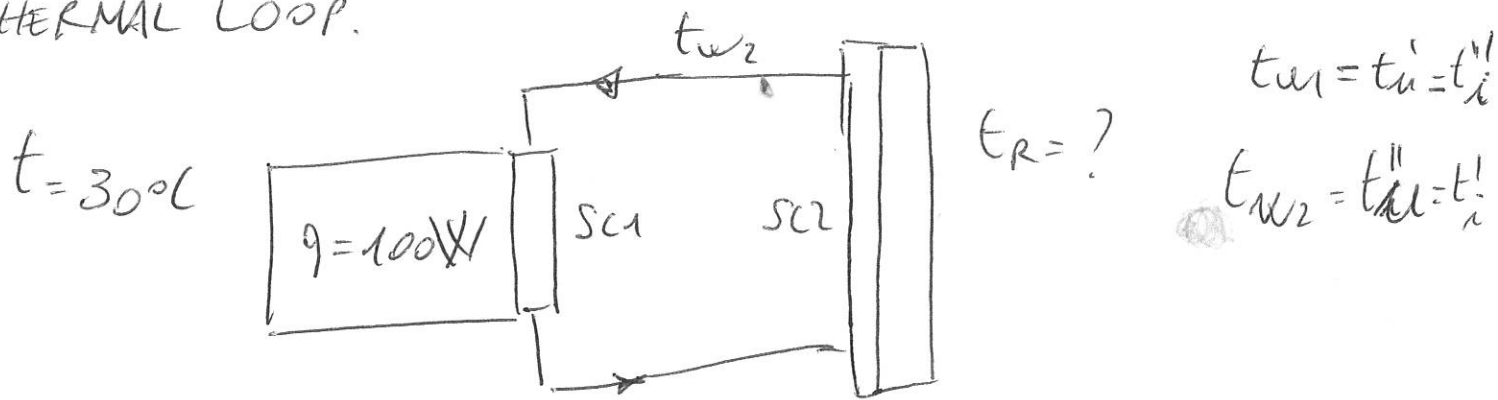
solto termico uguale a quello del primo scambiatore  $\Delta T$



Una volta calcolata

la seconda efficienza è possibile calcolare la temperatura  $t_a$  del radiatore.

# ESEMPIO DI PAYLOAD DA RAFFREDDARE CON THERMAL LOOP.



Consideriamo isotermi i tratti di tubazione. Vogliamo mantenere il payload a  $30^\circ\text{C}$  con  $100\text{W}$  di dissipazione.

Utilizziamo come fluido l'acqua e ipotizziamo la portata:  $\dot{m}_w = 0,01\text{ kg/s}$   $c_w = 4186\text{ J/(kg K)}$

Un'ulteriore ipotesi da fare è sulla  $A$  dello scambiatore considerando il fluido che passa in un'intercapedine se ne ha una limitazione legata a  $S$  di contatto.

Per aumentare  $A$  si possono utilizzare una serie di tubi o anche delle alettature. In tal modo viene meno l'ipotesi di contatto alla stessa temperatura perché si instaura un  $\Delta t$  sulla parte (sarebbe necessaria una simulazione).

Tenendo conto delle limitazioni di punto appoggio semplificato, andiamo a considerare comunque un'intercapedine, in quanto superficie + semplice.

Consideriamo  $A$  e coefficienti di scambio termico seguenti:

$$A_1 = 0,05\text{ m}^2$$

$$k_1 = 250\text{ W/(m}^2\text{ K)}$$

$$q = \frac{KA}{NTU} (t_1 - t_2) = \frac{A (t_1 - t_2)}{R}$$

Il coeff. di scambio  $K$  è l'inverso di una  $R$  interposta tra  $t_{c1}$  il sistema + caldo e quello + freddo.

Poiché si conosce la temperatura solo della parte del payload e non della parte del fluido che passa bisogna considerare una  $T$  media logaritmica.

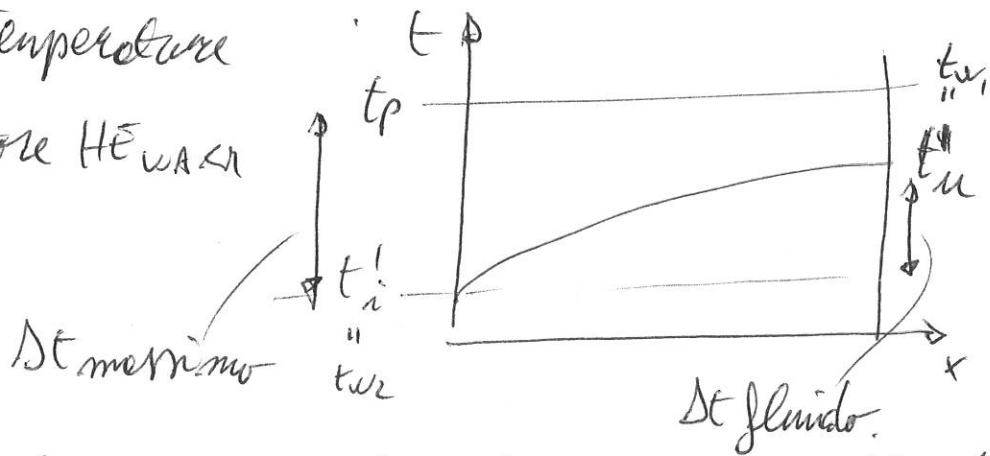
La  $R$  interposta è legata al meccanismo di scambio termico. In questo caso tra fluido e superficie  $A$  c'è convezione, quindi:

$$q = \frac{A (t_1 - t_2)}{1/\alpha_c}$$

$\alpha_c$  dipende da tipo e velocità del fluido.

Considerando la sezione  $S$  dell'intercapedine, si considera un'intercapedine di piccole dimensioni per migliorare il coefficiente di scambio termico, considerando che  $m = \rho w S$   $w$  [m/s]  $S$  [m<sup>2</sup>]  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>]

Diagramma della temperatura del primo scambiatore HEWAKH



$$E = 1 - e^{-NTU} = \frac{t''_u - t'_i}{t_p - t'_i}$$

(=  $\frac{\text{Salto termico del fluido}}{\text{Salto termico massimo}}$ )

$$NTU = KA / C_{min} = KA / (m \cdot c_p)$$

Ambiente e colore :

(7)

$$NTU_1 = \frac{K_1 A_1}{\dot{C}_{\min}} = \frac{250 \times 0,05}{0,01 \cdot 4186} = 0,2986$$

$$E_1 = 1 - e^{-NTU_1} = 0,2582 \rightarrow \text{non \u00e9 un valore molto buono}$$

Vogliamo dare un valore numerico alle temperature di entrata e uscita del fluido.

$$E_1 = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_p - t_{w2}} \rightarrow 0,258 = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{30 - t_{w2}}$$

$$\text{Conosciamo } q = 100 \text{ W} = \dot{m} c_p (t_{w1} - t_{w2})$$

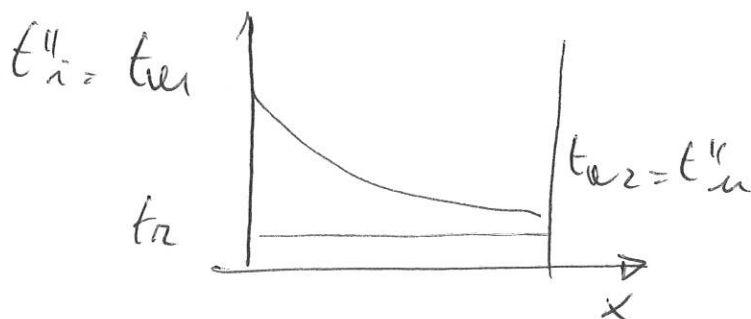
$$t_{w1} - t_{w2} = 100 / (0,01 \cdot 4186) = 2,39^\circ\text{C}$$

$$0,258 = \frac{100 / (0,01 \cdot 4186)^{2,39}}{30 - t_{w2}}$$

$$t_{w2} = 30 - \frac{100 / (0,01 \cdot 4186)}{0,258} = 20,74^\circ\text{C} = t'_{i2}$$

$$t_{w1} = t_{w2} + 100 / (0,01 \cdot 4186) = 23,13^\circ\text{C} = t'_{u1}$$

Il secondo scambiatore lavora tra due temperature note:



Considerando  $A_2$  e  $K_2$ :

$$A_2 = 0,09 \text{ m}^2$$

$$K_2 = 350 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Si ottiene:

$$NTU_2 = \frac{K_2 A_2}{\dot{C}_{\min}} = \frac{350 \times 0,09}{0,01 \cdot 4186} = 0,7529$$

$$E_2 = 1 - e^{-NTU_2} = 0,5288$$

$$E_2 = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_{w1} - t_r} \rightarrow 0,529 = \frac{23,13 - 20,74}{23,13 - t_r}$$

$$t_r = 23,13 - \frac{23,13 - 20,74}{0,529} = 18,60^\circ \text{C}$$

8

Il metodo è semplificato e non considera alcuni aspetti che in un calcolo più dettagliato andrebbero considerati:

- sono stati considerati costanti (uniformi) le  $T$  di payload e reattore
- l'intercapedine non viene in genere utilizzata. La soluzione migliore è l'utilizzo di una piastra bucata percorso da microcanali  $\rightarrow$  ottimo contatto termico  
 $\rightarrow$  sistema + compatto e per i mirrori.

#### MICROCHANNELS:

Sono moderni scambiatori di calore utilizzati anche in applicazioni non speciali.

Le equazioni e correlazioni classiche di letteratura non descrivono <sup>correttamente</sup> ~~il~~ il problema, soprattutto nel caso di cambiamento di fase.

Lo scambiatore potrebbe essere descritto in modo più dettagliato.



POMPE: PPT

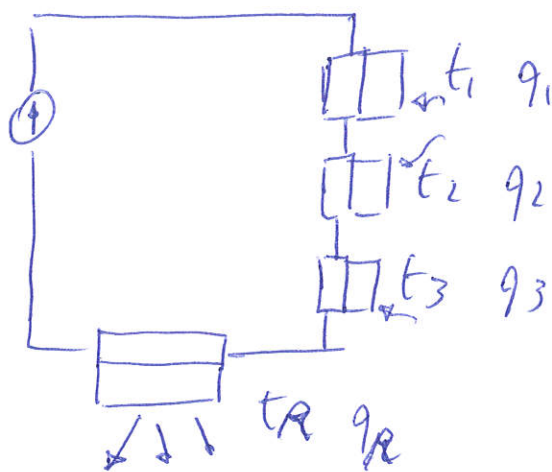
9

## THERMAL LOOP CON PIU' UTENZE

Thermal loop: sono utilizzati per utenze (oggetti) di grandi dimensioni  $\Rightarrow$  i circuiti sono molto articolati.

Conviene concentrare le zone di scambio termico con l'esterno e collegare ad esse i payload attraverso dei percorsi.

Consideriamo ad esempio un sistema con 3 utenze e un radiatore collegati in serie.

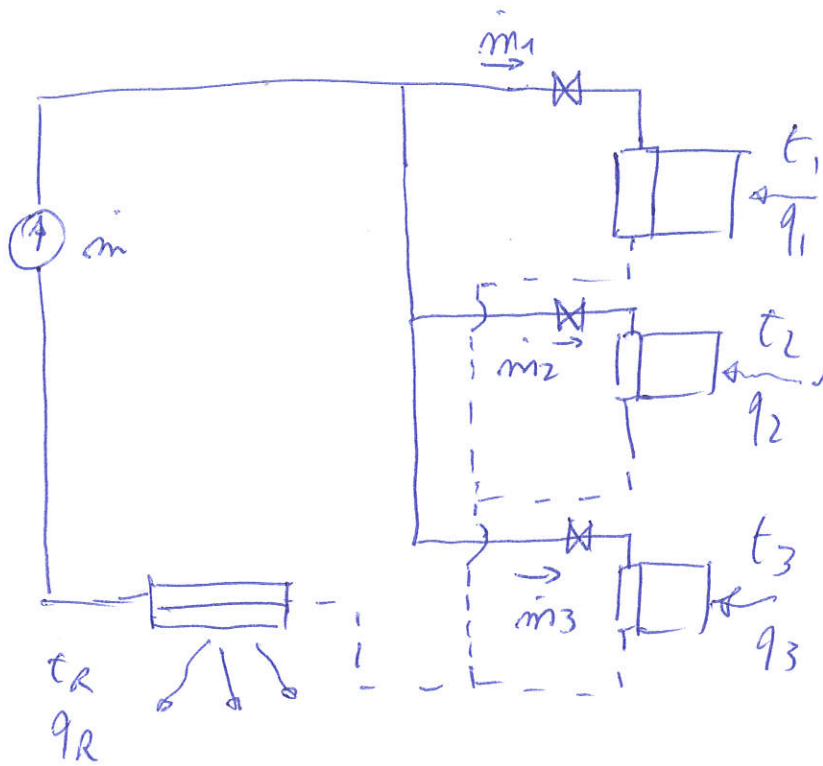


Conviene:

- ridurre la tubazione
- ridurre le perdite di carico
- avere una sola pompa.

Il sistema analizzato rispetta queste richieste ma non è molto efficace poiché il fluido dopo aver attraversato il primo scambiatore è più caldo e pertanto meno efficace.

Bisogna avere una configurazione diversa e quindi collegare gli scambiatori in parallelo (o montate in sintonia).



W veloce di ⑩  
bilanciamento.

$$\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3$$

$$q_R = q_1 + q_2 + q_3$$

In questa configurazione ci sono molti più tubi però si ha il vantaggio di svincolare gli scambiatori dalla portata. Come conseguenza:

$$\dot{m}_1 \neq \dot{m}_2 \neq \dot{m}_3$$

Il problema è mandare la portata giusta dove serve.

È necessario dimensionare le pompe definendo  $\dot{m}$  e  $DP$ . Per definire le portate si considerano i flussi termici da multiple (una volta definiti):

$$q_1 = \dot{m}_1 c_1 (t_{u1} - t_{i1})$$

$$q_2 = \dot{m}_2 c_2 (t_{u2} - t_{i2})$$

$$q_3 = \dot{m}_3 c_3 (t_{u3} - t_{i3})$$

In base alla configurazione adottata le temperature di ingresso negli scambiatori sono uguali tra loro:

$$t_i = t_{i1} = t_{i2} = t_{i3}$$

Per semplificare supponiamo uguali anche le temperature in uscita degli scambiatori, quindi:

$$t_u = t_{u1} = t_{u2} = t_{u3}$$

Poiché il fluido è unico per tutti gli scambiatori di calore, il calore specifico è lo stesso, quindi si possono determinare le portate:

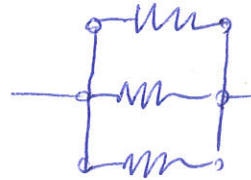
$$\dot{m}_1 = \frac{c(t_u - t_i)}{q_1}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{c(t_u - t_i)}{q_2}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{c(t_u - t_i)}{q_3}$$

Per primo cosa occorre calcolare la prevalenza della pompa, data dalle perdite di carico del circuito considerando note le portate  $\dot{m}$ .

I 3 percorsi sono in parallelo quindi le perdite di carico sono tre loro uguali.



Dato che :  $\dot{m} = \rho w S \rightarrow$  sezione del tubo

Per il resto del circuito occorre determinare  $S$  e  $w$ .  
(compromesso tra costi e perdite di carico).

↓  
e per

Velocità  $\rightarrow$  non troppo bassa per evitare eventuali (12)  
imperfezioni tendono a depositarsi, sporcando circuito  
e scambiatori.

Come ordine di grandezza  $\rightarrow$  0 m/s  $\times$  liquidi  
- 10 m/s  $\times$  fluidi gassosi

Le portate possono variare da percorso a percorso e  
la velocità  $w$  è il parametro da fissare sulla base  
della dimensione dei tubi (diametri commerciali)

Per le perdite di carico distribuite in ogni ramo:

$$\Delta p = 4f \frac{L}{D} \rho \frac{w^2}{2}$$

Per equilibrare il circuito, ovvero per rendere le  
perdite di carico nel circuito tali da essere  
le portate volute occorre installare una valvola  
di bilanciamento per introdurre perdite di  
carico concentrate. Permettono il controllo delle  
portate, ma introducono spese energetiche di  
pompeggio.

In genere si cerca di minimizzare  $\Delta p$  nei rami  
in modo da evitare le valvole.

Il controllo si effettua più facilmente sulle  
temperature di uscita.