

RECUPERATORI A TUBO DI CALORE E TUBI DI CALORE

Il recuperatore a tubo di calore (fig.1) è costituito da un fascio di tubi di calore che si estendono nel condotto del gas di scarico e nel condotto dell'aria di rinnovo. Ciascun tubo di calore è un elemento sigillato. Il calore è trasportato da un fluido opportuno che fluisce all'interno dei tubi: esso evapora a contatto del gas caldo che si raffredda e condensa a contatto del gas freddo che si riscalda. All'interno dei tubi il liquido condensato ritorna nella zona di vaporizzazione per capillarità (fig.2), attraverso un'opportuna struttura superficiale (porosa), e/o per gravità (fig.3). Assorbe quindi calore dai gas caldi e vaporizza. Il vapore si concentra nel centro del tubo e si muove verso il lato freddo del tubo a contatto con i gas freddi, dove condensa cedendo il calore latente. Di nuovo il liquido condensato ritorna per capillarità e/o gravità verso la zona calda.

Lo scambiatore è compatto ed efficiente perchè: a) la superficie esterna è generalmente alettata ed è quindi una configurazione appropriata per lo scambio in convezione di gas, b) il ciclo evaporativo-condensante trasferisce il calore in maniera efficiente, c) non vi è contaminazione tra i due flussi di gas se la differenza di pressione tra le due portate di gas è minore di circa 12 kPa.

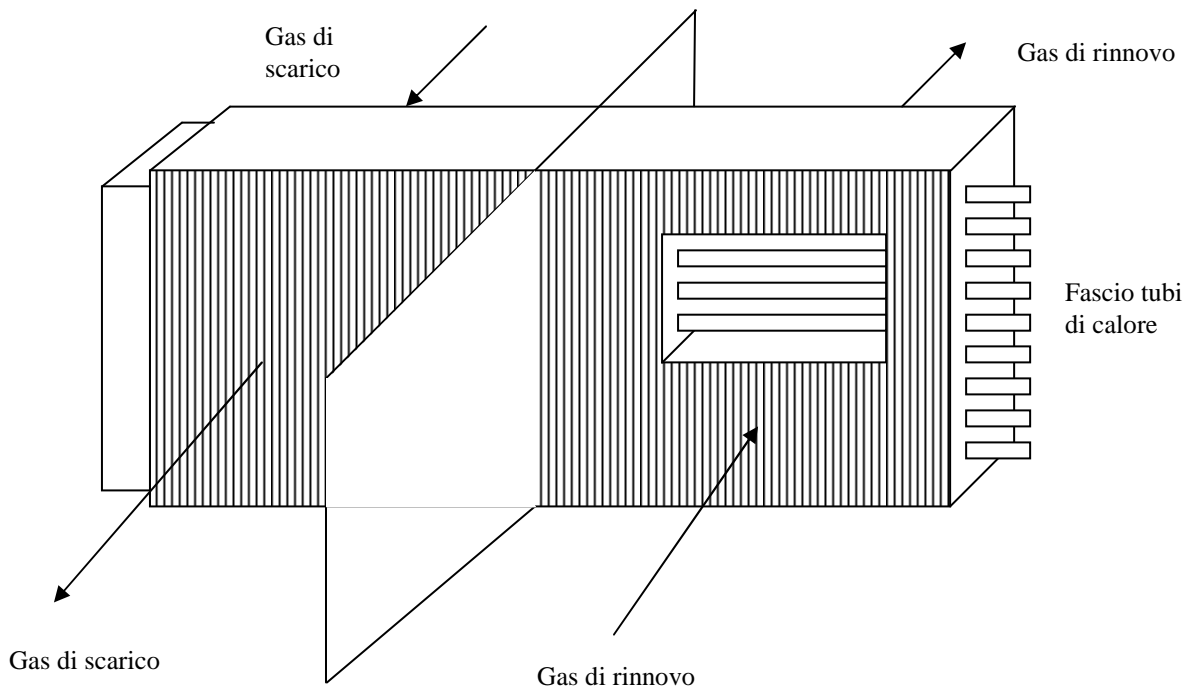


Figura 1 Schema di recuperatore a tubi di calore

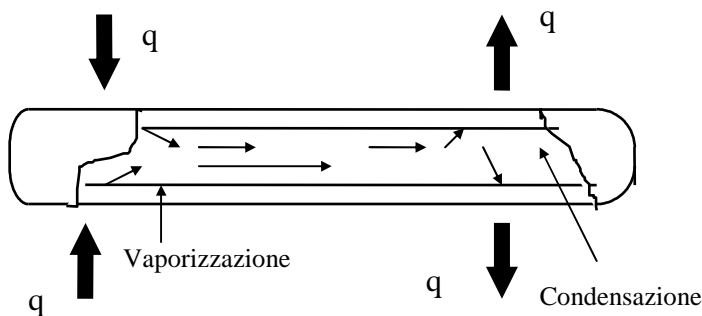


Fig. 2 Schema del tubo di calore orizzontale

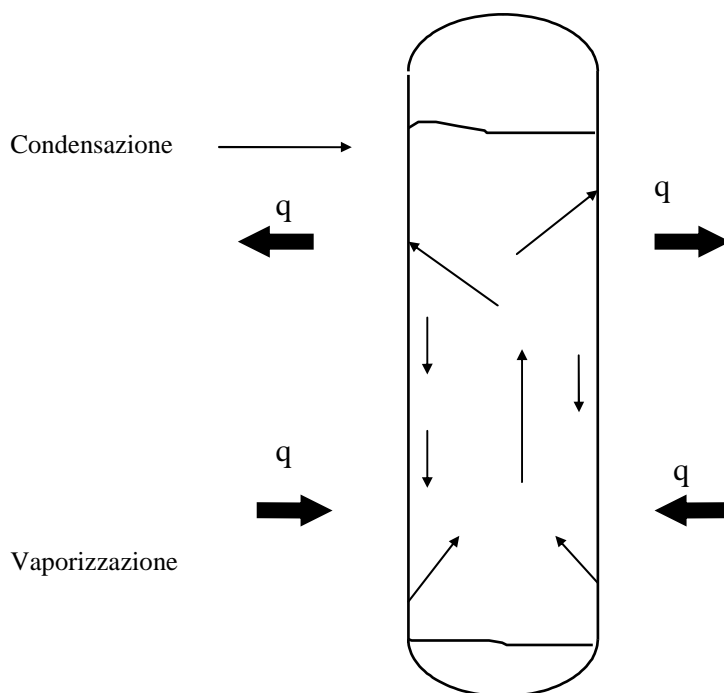


Fig. 3 Schema di tubo di calore verticale

Se nel tubo di calore il gradiente di pressione è mantenuto piccolo, pure il gradiente di temperatura è mantenuto piccolo lungo il tubo e il sistema tubo di calore ha elevata conducibilità termica. Per esempio in un tubo di calore con acqua a 200°C il flusso termico scambiato assialmente è pari a 0.67 kW/cm² di sezione, mentre per un cilindro di rame lungo 8 cm soggetto ad una differenza di temperatura di 100°C è pari a 0.047 kW/cm².

L'evaporazione del liquido che bagna la struttura porosa porta alla formazione o all'aumento della curvatura del menisco concavo alla superficie del liquido nei pori della struttura porosa, nella zona di vaporizzazione o di assorbimento del calore. La condensazione del liquido nella zona di condensazione dà luogo all'allagamento della struttura porosa.

L'equazione di Laplace-Young dà la differenza di pressione capillare Δp_c ad un' interfaccia liquido-vapore

$$\Delta p_c = \sigma (1/r_1 + 1/r_2) \approx \sigma / r_c$$

Vedi in appendice per i dettagli del calcolo di Δp_c

con r_1 e r_2 principali raggi di curvatura. Per molte strutture porose è sufficiente un unico raggio di curvatura r_c . Una distribuzione tipica della pressione nel liquido e nel vapore lungo il tubo di calore è data in fig.4. La curvatura dei menischi e la differenza di pressione capillare all'interfaccia liquido-vapore $\Delta p_c = p_v - p_L = \sigma / r_c$ variano lungo il tubo; la massima curvatura si ha all'inizio della zona di vaporizzazione e la minima alla fine della zona di condensazione.

La curvatura dei menischi del liquido nella struttura porosa è, di regola, trascurabile rispetto all'analogia curvatura nella zona di vaporizzazione. La differenza di curvatura dei menischi e corrispondentemente di pressioni capillari nelle due zone del tubo ($\Delta p = \sigma (1/r_{c, \text{evap}} + 1/r_{c, \text{cond}}) \approx \sigma / r_{c, \text{evap}}$) dà luogo alla differenza di pressione, che è la forza motrice per il trasferimento del liquido lungo la struttura porosa dalla zona di condensazione a quella di vaporizzazione. E' come se si avesse una pompa capillare che permette la circolazione del fluido operativo. Le eventuali forze gravitazionali, centrifughe, elettromagnetiche possono migliorare la circolazione del fluido, oppure contrastarla. Ciascun processo (vaporizzazione, condensazione, moto del liquido, moto del vapore) avviene con una variazione di pressione. Come il vapore si muove, lungo il canale del vapore, si

hanno variazioni di pressione per attrito, gravità, variazione di quantità di moto. La pressione nel liquido, che si muove nella struttura porosa, cambia a causa dell'attrito. La curva a dà l'andamento della pressione nel liquido in assenza di forze esterne, la curva b rappresenta l'andamento della pressione nel liquido in presenza di forza di gravità che contrasta la circolazione del liquido.

Fissato un flusso termico q scambiato, in presenza di forza di gravità contraria, la pompa capillare deve sviluppare una differenza di pressione più alta rispetto al caso in assenza di gravità ($\Delta p_{cap} = \Delta p_v - \Delta p_L$).

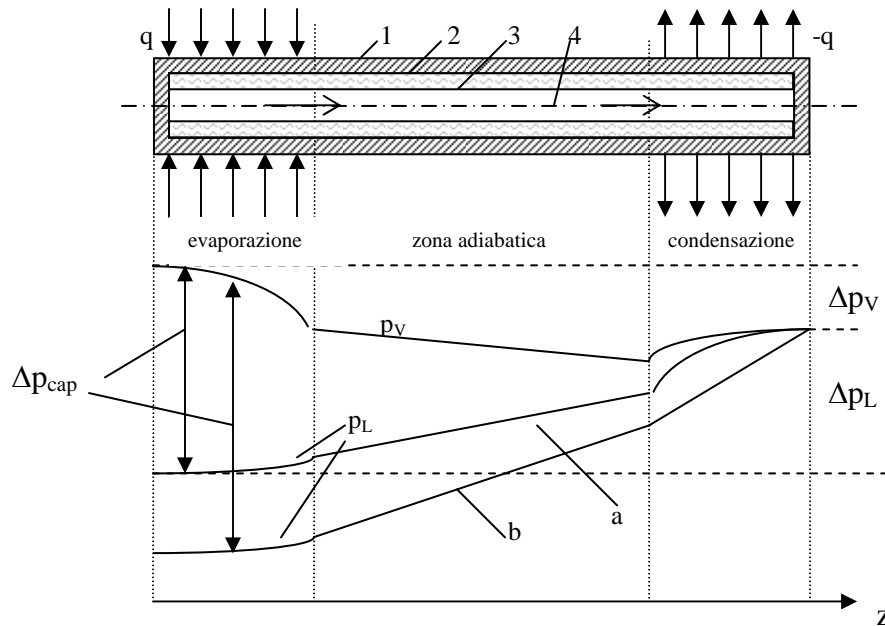


Figura 4. Tubo di calore cilindrico con distribuzione qualitativa della pressione nel vapore p_v e nel liquido p_L , a) in assenza di forze esterne, b) in un campo gravitazionale che si oppone al moto del liquido nella struttura porosa.

Fattori che limitano lo scambio termico

I fattori che limitano lo scambio termico sono (fig.5):

1. Viene raggiunta la velocità del suono dal vapore in qualche punto del tubo.

A basse pressioni del vapore, con grandi volumi specifici si possono avere elevate velocità del vapore alla fine della zona di evaporazione, anche per flussi termici scambiati bassi e si può raggiungere la velocità del suono. Non è quindi possibile aumentare lo scambio termico, solamente migliorando le condizioni di scambio. Il flusso termico scambiato è determinato dai parametri del vapore nella sezione critica: $q = \rho_v u^* A_v r$, con q flusso termico scambiato, ρ_v densità del vapore, u^* velocità del suono, A_v sezione trasversale del canale di passaggio del vapore, r calore latente di vaporizzazione.

2. La capacità della struttura capillare a far circolare il liquido.

La circolazione del fluido in regime stazionario è assicurata dalla differenza di pressione data dalla struttura capillare. Se si aumenta il flusso termico scambiato, per una temperatura costante, all'inizio del tubo di calore, allora la perdita di carico lungo il percorso liquido-vapore aumenta. Per un certo flusso termico scambiato si può avere che il Δp fornito può essere insufficiente a muovere la necessaria portata di fluido dalla zona di condensazione a quella di evaporazione.

3. L'attrito nella fase vapore che limita la circolazione.

4. Il liquido, che viaggia verso la zona di vaporizzazione nella struttura porosa, viene strappato dal vapore e portato verso la zona di condensazione. Si hanno quindi premature limitazioni del tipo 2. E' possibile il prosciugamento della struttura porosa nella zona di riscaldamento.
5. L'evaporazione del fluido nella struttura porosa dà luogo a fenomeni critici, che limitano il flusso termico che può essere scambiato nella zona di riscaldamento. Non vi può essere una crescita illimitata del flusso termico nella zona di riscaldamento. A basse pressioni esso è limitato dal punto 1. Ad alte pressioni esso è limitato inoltre dal possibile essiccamento della struttura porosa e dal conseguente surriscaldamento della parete.
6. La resistenza termica esterna troppo alta.

Inoltre per tubi di calore che lavorano ad alta temperatura ($>1000^{\circ}\text{C}$) la difficoltà maggiore è mantenere la stabilità dei materiali costruttivi nel lungo periodo.

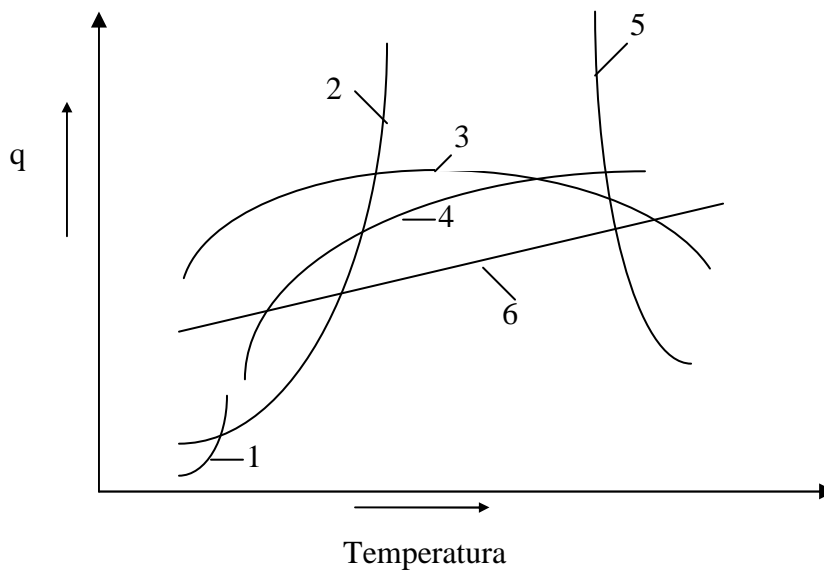


Figura 5. Limitazioni al massimo flusso termico scambiabile da un tubo di calore.

1. Limite viscoso dovuto all'attrito nella fase vapore
2. Viene raggiunta la velocità nel suono nel vapore (a basse pressioni e basse temperature)
3. Limite capillare o capacità della struttura capillare a far circolare il liquido
4. Limite dovuto al fatto che il liquido viene strappato dal vapore
5. Limite dovuto all'ebollizione del liquido nella struttura porosa (flusso termico critico)
6. Limite fissato dalla resistenza termica esterna al tubo di calore .

Fluido di lavoro

Il fluido che fluisce nei tubi di calore dovrebbe avere le seguenti caratteristiche:

1. Elevata tensione superficiale perchè si abbia un buon pompaggio capillare.
2. Buone caratteristiche di bagnabilità per le stesse ragioni.
3. Bassa viscosità per aiutare il pompaggio.
4. Elevata conducibilità termica per aiutare lo scambio termico alla parete.
5. Elevato calore latente di vaporizzazione.
6. Punti di fusione ed ebollizione compatibili con l'intervallo operativo.
7. Alta densità per ridurre la resistenza al moto.
8. Non dar luogo a corrosione della parete e della struttura porosa.
9. Essere chimicamente stabile.

Come esempio in tabella 1 vengono riportati alcuni fluidi di lavoro, l'intervallo di temperature operative e i materiali per parete e struttura porosa

Tabella 1

Temp. operative (°C)	Fluido	Pt. di ebollizione a 1 atm (°C)	Materiali
-200 ÷ -170	Azoto	-196	acciaio inox
-70 ÷ +50	Ammoniaca	-33	acciaio inox, alluminio, nickel.
-60 ÷ +40	R-134a	-30	acciaio inox, alluminio, rame
-30 ÷ +100	Metanolo	65	Rame
+10 ÷ +200	Acqua	100	Rame
+190 ÷ +500	Mercurio	356	acciaio inox
400 ÷ 800	Potassio	760	acciaio inox
500 ÷ 900	Sodio	883	acciaio inox
900 ÷ 1500	Litio	1330	tantalo

Quando possibile, per temperature inferiori a 200°C, i tubi di calore sono costruiti con tubi e alette in alluminio. Per temperature superiori sono generalmente costruiti in acciaio.

Caratteristiche delle strutture porose

Le prime strutture che si sono usate nei tubi di calore erano di tessuto, fibra di vetro, metalli porosi, maglia di filo metallico (fig.6 a) ed erano attaccate alla parete del tubo in modo da avere buon contatto con la parete. Sono state usate inoltre canalizzazioni nella parete (fig.6 b), oppure canalizzazioni coperte da uno schermo sottile (fig.6 c). Un vantaggio di quest'ultima sistemazione è che si riduce la quantità di liquido che, mentre fluisce nella struttura, viene "strappato" dal vapore che viaggia verso la zona di condensazione. Inoltre lo schermo può avere pori di diametro molto piccolo, dando luogo ad una pressione capillare motrice molto alta. In fig.6 d l'arteria permette un percorso a bassa perdita di carico per il liquido. Simili percorsi si hanno anche nella figura 6 c.

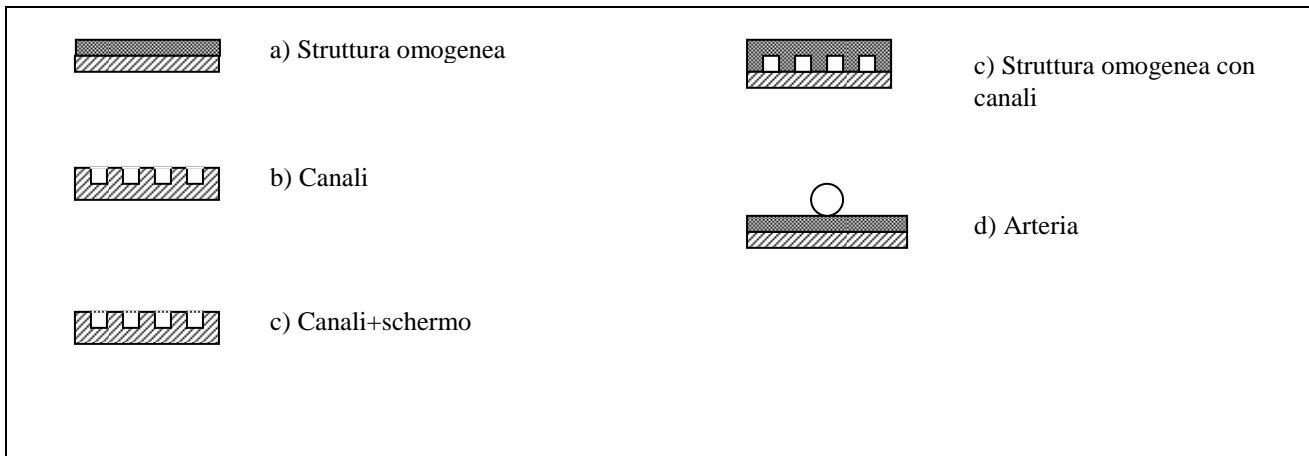


Figura 6. Strutture porose

Controllo

Un metodo per controllare il flusso termico scambiato è variare l'inclinazione del fascio di tubi di calore (al massimo 6° per uno scambiatore inserito in un canale d'aria). Se si inclina il lato caldo sotto (sopra) l'orizzontale si migliora (ritarda) il moto del condensato verso l'evaporatore. Questo sistema può essere usato per regolare l'efficienza dello scambiatore.

Altri sistemi sono: inserire dei bypass o dei preriscaldatori.

Resistenze termiche

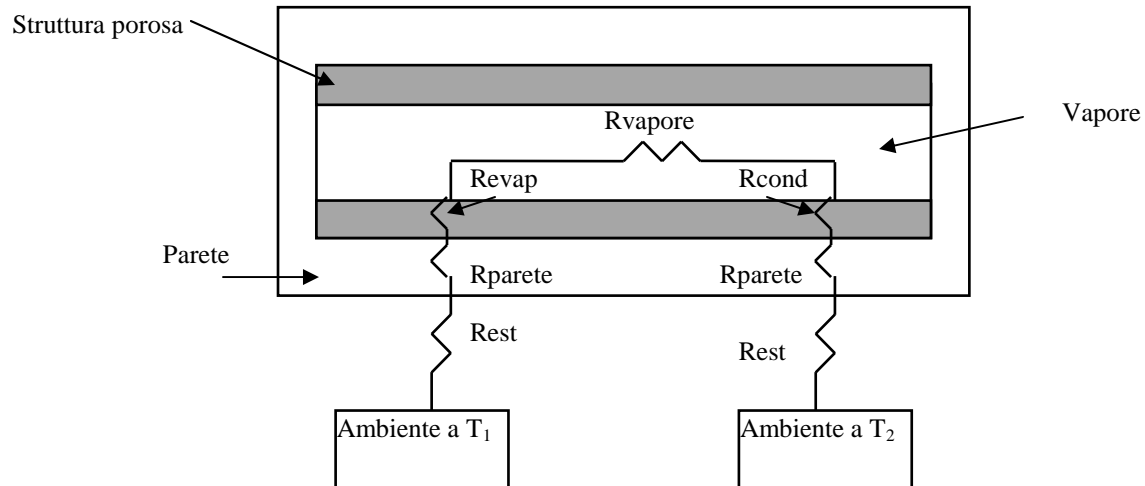


Fig.7 Tubo di calore e resistenze termiche

Il flusso termico scambiato tra il gas caldo a temperatura T_1 e quello freddo a T_2 è pari alla differenza di temperatura diviso la resistenza termica totale:

$$q = (T_1 - T_2) / \Sigma R$$

Trascurando la resistenza assiale della parete del tubo e della struttura porosa, le resistenze all'interfaccia liquido-vapore e la resistenza assiale del vapore, la resistenza totale è data dalla somma delle resistenze radiali della parete del tubo e della struttura porosa all'evaporatore e al condensatore e delle resistenze termiche esterne.

Eventuali gas incondensabili presenti tendono ad accumularsi al condensatore.

Micro tubi di calore

Esistono tubi di calore con raggi idraulici della sezione inferiori a $100 \mu\text{m}$, proposti per la rimozione del calore in particolari applicazioni della medicina e dell'industria elettronica. Per questi tubi il raggio di curvatura all'interfaccia liquido-vapore è maggiore o uguale dell'inverso del raggio idraulico. Sono a sezione triangolare senza struttura porosa. Le zone angolari del triangolo agiscono come arterie (pompa capillare) e muovono il liquido dal condensatore all'evaporatore.

Tubo di calore a conduttanza variabile (VCHP)

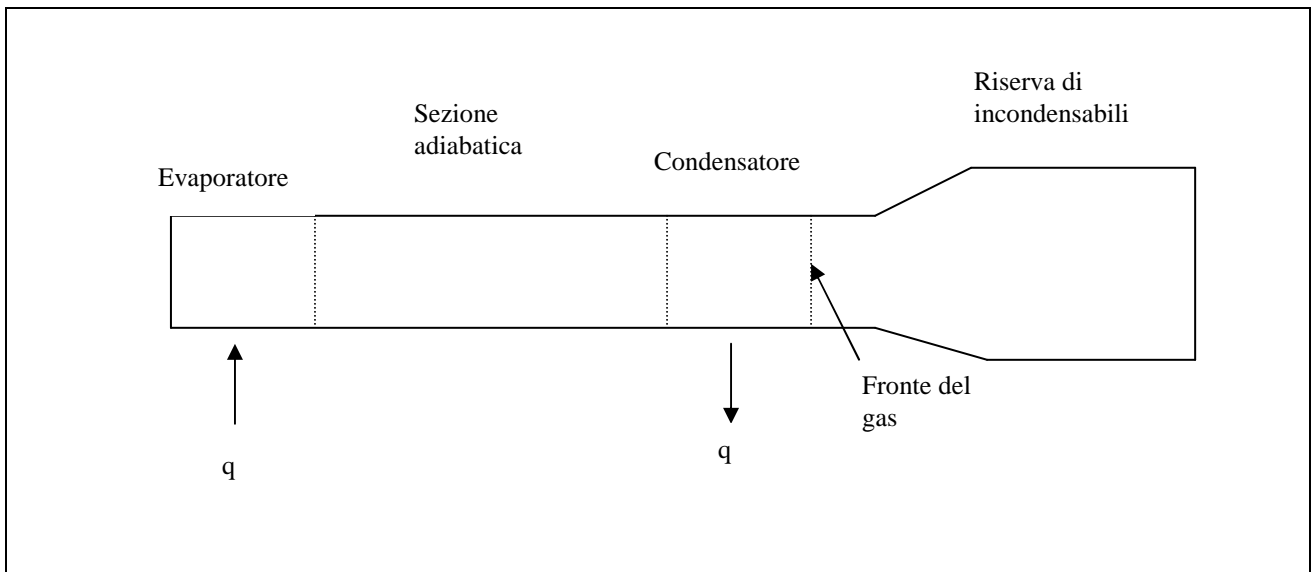


Figura 8 Esempio di 'heat pipe' con serbatoio di incondensabili

Al variare del flusso termico scambiato, varia la pressione interna e il fronte del gas incondensabile si muove verso destra o verso sinistra.

Quando il flusso termico scambiato è alto, la pressione cresce, il gas viene spinto verso la riserva, così l'area di scambio al condensatore aumenta.

Viceversa se il flusso termico cala, la pressione cala, il gas entra nel condensatore.

In questo modo grandi variazioni del flusso termico scambiato, provocano piccole variazioni di temperatura operativa.

Bibliografia

- [1] G.P. "Bud" Peterson, Heat pipes, in Handbook of Heat Transfer, ed. W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.i. Cho, McGraw-Hill, New York, 1998.
- [2] ASHRAE 1992 Systems and Equipment Handbook (SI), Cap.44, Air-to-Air Energy Recovery, 2004.
- [3] P. Stephan, Chapter MI, VDI Wärmeatlas, Springer, 2006
- [4] R.D. Karam, Satellite Thermal Control for Systems Engineers, Progress in Astronautics and Aeronautics, vol. 181, American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc, 1998.
- [5] R.K. Shah, A.D. Giovannelli, Heat pipe heat exchanger design theory, pp.609-653.
- [6] C.A. Busse, Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes, Int. J. Heat Mass Transfer, vol.16, pp.169-186,1973.
- [7] S.W. Chi, Heat pipe theory and practice, McGraw-Hill, New York, 1976.
- [8] A. Faghri, Heat pipe science and technology, Taylor&Francis, Washington, 1995.

APPENDICE

Secondo Stephan [3], la differenza di pressione dovuta ad effetti di capillarità è calcolabile per molte strutture capillari con l'equazione

$$\Delta p_c = \sigma (1/r_1 + 1/r_2) = \sigma / r_c = \sigma \cos \theta / r$$

con σ tensione superficiale, θ angolo di contatto, r_c raggio di curvatura all'evaporatore dell'interfaccia liquido-vapore in presenza della parete solida. Per la struttura di fig.6b a scanalatura rettangolare assiale $1/r = 2/w$ con w larghezza del solco (vedi figura 9). Nelle tabelle 2 e 3 sono riportati alcuni valori sperimentali di r e θ per alcune geometrie di strutture capillari e per alcuni fluidi operativi.

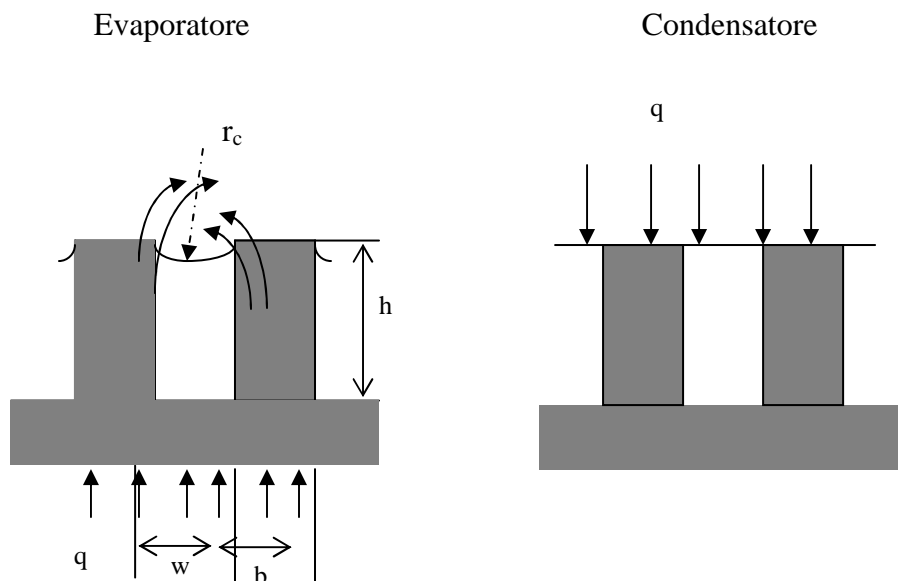


Figura 9 Struttura capillare a scanalatura rettangolare assiale

Tabella 2 Raggio r per alcune geometrie di strutture capillari

Struttura capillare	$1/r$	Parametro geometrico
Arteria	$2/R$	R raggio dell'arteria
Scanalatura rettangolare	$2/w$	w ampiezza della scanalatura
Scanalatura triangolare	$2 \cos \beta / w$	w ampiezza della scanalatura β angolo all'apice
Polvere sinterizzata	$2/(0,41 R)$	R raggio del grano
Maglia	$4/(w+d)$	w ampiezza della maglia d diametro del filo

Tabella 3 Angolo di contatto per alcuni fluidi

Fluido	Angolo di contatto
Acqua	40-45°
Idrocarburi	Circa 35°
Ammoniaca	20-25°

Esercizio [3]

Un tubo di calore orizzontale deve asportare un flusso termico $q_{totale}=50$ W, lavorando a 10°C . Il tubo è di alluminio con $N=32$ scanalature a sezione rettangolare ($w=0,5$ mm, $h=0,8$ mm) assiali. Il diametro esterno del tubo $D_e=14$ mm, il diametro all'apice delle scanalature $D_{ap}=9$ mm, il diametro alla base delle scanalature $D_i=10,6$ mm.

La lunghezza del condensatore $L_{cond}=100$ mm, la lunghezza dell'evaporatore $L_{evap}=100$ mm, la lunghezza adiabatica $L_{ad}=780$ mm.

Il fluido operativo è ammoniaca.

Trovare:

- $\Delta p_{capillare, Max}$;
- la variazione di pressione Δp in fase vapore e in fase liquida;
- la caduta di temperatura tra la parete esterna dell'evaporatore e la parete esterna del condensatore.

Proprietà dell'ammoniaca a 10°C

T($^{\circ}\text{C}$)	ρ_L kg m ⁻³	ρ_V kg m ⁻³	Calore latente h_{LG} Oppure r (kJ kg ⁻¹)	λ_L mW m ⁻¹ K ⁻¹	ν_L m ² s ⁻¹	ν_V m ² s ⁻¹	σ N m ⁻¹
10	624,6	4,865	1225,5	499,6	$2,49 \cdot 10^{-7}$	$19,1 \cdot 10^{-7}$	$23,9 \cdot 10^{-3}$

Lo spessore b delle alette (figura 9)

$$b = (\pi D_{ap} / N) - w = (\pi \cdot 9 / 32) - 0,5 = 0,384 \text{ mm}$$

$$\text{a) } \Delta p_{capillare, Max} = \sigma \cos \theta / r_c = 2 \sigma \cos \theta / w = 2 \sigma \cos 25^{\circ} / w = 86,6 \text{ Pa}$$

$$\text{b) } \Delta p_L = \Delta p_{attrito, L} + \Delta p_{gravità, L}$$

$$\Delta p_{gravità, L} = \rho_L g H = 0$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{attrito, L} &= -2 f L_{eff} m^2 / (\rho_L A_{sez,L}^2 D_{h,L}) = -2 [16 A_{sez,L} \mu_L / (D_{h,L} m)] L_{eff} m^2 / (\rho_L A_{sez,L}^2 D_{h,L}) \\ &= -32 \nu_L L_{eff} m / (A_{sez,L} D_{h,L}^2) \end{aligned}$$

$$A_{sez,L} = (w h) 32 = 12,8 \text{ mm}^2$$

$$D_{h,L} = 4 w h / (2h+w) = 0,762 \text{ mm}$$

Zona adiabatica

$$Re_L = D_h m / (A_{sez,L} \mu_L) = 15,6 < 2300 \text{ moto laminare}$$

$$m = q / h_{LG}$$

$$L_{eff} = L_{ad} = 0,78 \text{ m}$$

$$L_{eff} m = L_{ad} q_{totale} / h_{LG}$$

Zona di evaporazione

$$L_{eff} m = L_{eff} q_{totale} / h_{LG} = \frac{1}{h_{LG}} \int_0^{L_{evap}} q(z) dz = \frac{1}{h_{LG}} \int_0^{L_{evap}} \frac{q_{totale}}{L_{evap}} z dz = \frac{L_{evap}}{2} \frac{q_{totale}}{h_{LG}}$$

Zona di condensazione

$$L_{\text{eff}} m = L_{\text{eff}} q_{\text{totale}} / h_{\text{LG}} = \frac{1}{h_{\text{LG}}} \int_0^{L_{\text{cond}}} q(z) dz = \frac{1}{h_{\text{LG}}} \int_0^{L_{\text{cond}}} \frac{q_{\text{totale}}}{L_{\text{cond}}} z dz = \frac{L_{\text{cond}}}{2} \frac{q_{\text{totale}}}{h_{\text{LG}}}$$

Per tutto il tubo di calore

$$L_{\text{eff}} m = \left(\frac{L_{\text{evap}}}{2} + \frac{L_{\text{cond}}}{2} + L_{\text{adiab}} \right) \frac{q_{\text{totale}}}{h_{\text{LG}}}$$

$$L_{\text{eff}} = \left(\frac{L_{\text{evap}}}{2} + \frac{L_{\text{cond}}}{2} + L_{\text{adiab}} \right) = 880 \text{ mm}$$

La caduta di pressione nella fase liquida per tutto il tubo di calore diventa:

$$\Delta p_{\text{attrito, L}} = -32 v_{\text{L}} (0,5L_{\text{evap}} + 0,5L_{\text{cond}} + L_{\text{adiab}}) q_{\text{totale}} / (h_{\text{LG}} A_{\text{sez,L}} D_{\text{h,L}}^2) = -38,5 \text{ Pa}$$

La caduta di pressione nella fase gassosa si calcola come segue:

Zona adiabatica

$$\text{Re}_v = D_{\text{h,v}} m / (A_{\text{sez,v}} \mu_v) = 622 < 2300 \text{ Moto laminare}$$

$$m = q / h_{\text{LG}}$$

$$L_{\text{eff}} = L_{\text{ad}} = 0,78 \text{ m}$$

$$L_{\text{eff}} m = L_{\text{ad}} q_{\text{totale}} / h_{\text{LG}}$$

$$A_{\text{sez,v}} = \pi(D_{\text{ap}})^2 / 4 = 63,62 \text{ mm}^2$$

$$D_{\text{h,v}} = D_{\text{ap}} = 9 \text{ mm}$$

$$\Delta p_{\text{attrito, v}} = -32 v_{\text{v}} L_{\text{adiab}} q_{\text{totale}} / (h_{\text{LG}} A_{\text{sez,v}} D_{\text{h,v}}^2) = -0,377 \text{ Pa}$$

La variazione di pressione nelle zone di evaporazione e condensazione in fase vapore è trascurabile.

$$\Delta p_{\text{attrito, v}} = -32 v_{\text{v}} (0,5L_{\text{evap}} + 0,5L_{\text{cond}}) q_{\text{totale}} / (h_{\text{LG}} A_{\text{sez,v}} D_{\text{h,v}}^2) = -48,3 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}$$

La caduta totale (liquido più vapore)

$$\Delta p = \Delta p_{\text{attrito, L}} + \Delta p_{\text{attrito, v}} = 38,9 \text{ Pa}$$

c) Si considerino le varie resistenze termiche tra la parete esterna dell'evaporatore e la parete esterna del condensatore:

resistenza termica di parete all'evaporatore

$$R_{\text{parete, evaporatore}} = \frac{\ln(D_e / D_i)}{2\pi L_{\text{evap}} \lambda_{\text{Alluminio}}} = \frac{\ln(14/10,6)}{2\pi \cdot 0,1 \cdot 221} = 0,002 \text{ K W}^{-1} = R_{\text{parete, condensatore}}$$

$$R_{\text{evaporatore}} = \frac{\ln(D_{\text{ap}} / D_i)}{2\pi L_{\text{evap}} \lambda_{\text{effettivo}}} = \frac{\ln(10,6/9)}{2\pi \cdot 0,1 \cdot 2,67} = 0,0976 \text{ K W}^{-1} \cong R_{\text{condensatore}}$$

Il flusso termico passa in parallelo per conduzione attraverso l'ammoniaca liquida quasi ferma (viaggia a velocità molto bassa) e attraverso l'aletta metallica alta h ricoperta sugli angoli di un sottile film liquido che evapora. La resistenza del film di liquido viene quantificata con l'espressione $0,185/\lambda_L$.

$$\lambda_{\text{effettivo}} \frac{w+b}{h} = \frac{w\lambda_L}{h} + \frac{1}{\frac{h}{b\lambda_{\text{Alluminio}}} + \frac{0,185b}{\lambda_L}}$$

$$\lambda_{\text{effettivo}} = \frac{\frac{w\lambda_L}{h} \left(\frac{h}{b\lambda_{\text{Alluminio}}} + \frac{0,185}{\lambda_L} \right) + 1}{\frac{h}{b\lambda_{\text{Alluminio}}} + \frac{0,185}{\lambda_L}} \frac{h}{w+b}$$

$$\lambda_{\text{effettivo}} = \frac{(b \cdot h \cdot \lambda_L \lambda_{\text{Alluminio}}) + w\lambda_L(0,185b\lambda_{\text{Alluminio}} + h\lambda_L)}{(b+w)(0,185b\lambda_{\text{Alluminio}} + h\lambda_L)} =$$

$$= \frac{(0,384 \cdot 0,8 \cdot 0,4996 \cdot 221) + 0,5 \cdot 0,4996(0,185 \cdot 0,384 \cdot 221 + 0,8 \cdot 0,4996)}{(0,384 + 0,5)(0,185 \cdot 0,384 \cdot 221 + 0,8 \cdot 0,4996)} =$$

$$= 2,67 \quad \text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$$

La resistenza termica totale R tra la parete esterna dell'evaporatore e la parete esterna del condensatore:

$$R = 2(0,002 + 0,0976) = 0,2 \text{ K W}^{-1}$$

La caduta di temperatura tra la parete esterna dell'evaporatore e la parete esterna del condensatore in presenza di un flusso termico scambiato di 50 W:

$$\Delta T = q R = 50 \cdot 0,2 = 10 \text{ K}$$

La caduta di temperatura tra le estremità di un cilindro di rame di diametro 14 mm e lungo 0,98 m, quando ad una estremità è applicato un flusso termico di 60 W

$$\Delta T = q R = q L 4 / (\lambda_{\text{Cu}} \pi D_e^2) = 50 \cdot 0,98 \cdot 4 / (380 \pi \cdot 0,014^2) = 837 \text{ K}$$

cioè il tubo di calore presenta una resistenza termica molto più bassa del cilindro di rame ($R=16,7 \text{ K W}^{-1}$).

Limiti operativi del tubo di calore.

1) Viene raggiunta la velocità del suono, quando si abbassa la temperatura dell'ambiente a cui viene ceduto il calore (al condensatore), mantenendo costante la temperatura esterna all'evaporatore. La

pressione e la densità del vapore calano, la velocità del vapore cresce fino a diventare sonica all'uscita dell'evaporatore (o della sezione adiabatica se c'è). Abbassando ancora la temperatura di condensazione si ha moto supersonico al condensatore ma non si hanno aumento della portata e del flusso termico scambiato. Questo limite si può incontrare nei tubi di calore che lavorano con metalli liquidi. Stephan [3] e Busse[6] suggeriscono che il flusso termico massimo si calcoli:

$$q = 0,474 h_{LG} A_{sez,v} (\rho_{V,evap} p_{V,evap})^{0,5} = 63600 \text{ W}$$

2) Il flusso termico massimo scambiabile dal tubo di calore utilizzando tutto il $\Delta p_{capillare, Max}$ si trova uguagliando $\Delta p_{capillare, Max} = \Delta p$. Risulta

$$q = 110 \text{ W.}$$

3) La pressione del vapore cala all'aumentare della portata. Il flusso termico limite viene raggiunto quando la pressione al condensatore è nulla. Stephan [3] suggerisce che il flusso termico massimo si calcoli:

$$q = D_{h,v}^2 h_{LG} A_{sez,v} p_{V,evap} / (64 v_V L_{eff}) = 36,1 \text{ MW}$$

4) Il vapore ed il liquido viaggiano in direzioni opposte; quando la velocità del vapore è molto più alta di quella del liquido, il vapore strappa particelle di liquido e le porta al condensatore. Il fenomeno è caratterizzato dal numero di Weber We , rapporto tra le forze di inerzia del vapore (sforzo tangenziale) e la forza esercitata dalla tensione superficiale all'interfaccia liquido-vapore. Il limite avviene quando $We=1$.

$$We=1 = \rho_V u_V^2 2w/\sigma$$

$$q = h_{LG} A_{sez,v} [\rho_V \sigma / (2w)]^{0,5} = 840 \text{ W}$$

5) Il limite legato alla crisi termica in ebollizione nucleata, in un campo gravitazionale terrestre può essere stimata con l'equazione di Zuber

$$(q/A) = 0,13 \rho_V h_{LG} [\sigma (\rho_L - \rho_V) g / \rho_V^2]^{0,25} = 1,22 \text{ MW m}^{-2}$$

$$q = (q/A) \pi D L_{evap} = 4063 \text{ W}$$