

MACCHINE FRIGORIFERE E POMPE DI CALORE:

richiami di termodinamica, cicli frigoriferi, macchine ed impianti a compressione e ad assorbimento

Sala Rita Levi Montalcini di Palazzo Sagrini – Fermo 15 Giugno 2018

Dott. Nicola Cantagallo - ENEA Dipartimento Unità Tecnica Efficienza Energetica



1101 0110 1100
0101 0010 1101
0001 0110 1110
1101 0010 1101
1111 1010 0000



Unità di Misura e Fattori di Conversione

Grandezza	Unità SI	Espressione	Altre unità
potenza	W (watt)	$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} = 1 \text{ N}\cdot\text{m/s}$	$\text{kg}_f\cdot\text{m/s}$, CV, HP
Potere calorifico	J/kg		kcal/kg, J/Sm ³ , kcal/Sm ³
Quantità di calore	J		cal, kcal, Cal, frigoria
volume	m ³		Litro, ettolitro, ecc.
velocità	m/s		km/h, m/min, nodi
Volume molare	m ³ /mol		l/mol

Unità di Misura e Fattori di Conversione

ENERGIA – CALORE – LAVORO				
	kJ	kWh	kcal	kg _p m
1 kJ	1	$2,78 \cdot 10^{-4}$	0,24	1.020
1 kWh	3.600	1	860	$3,67 \cdot 10^5$
1 kcal	4,187	$1,16 \cdot 10^{-3}$	1	427
1 kg _p m	$9,81 \cdot 10^{-3}$	$2,72 \cdot 10^{-6}$	$2,34 \cdot 10^{-3}$	1

Unità di Misura e Fattori di Conversione

POTENZA				
	kW	kcal/h	kgm/h	CV
1 kW	1	860	$3,67 \cdot 10^5$	1,36
1 kcal/h	$1,16 \cdot 10^{-3}$	1	427	$1,58 \cdot 10^{-3}$
1 kgm/h	$2,72 \cdot 10^{-6}$	$2,34 \cdot 10^{-3}$	1	$3,69 \cdot 10^{-6}$
1 CV	0,735	632,5	$2,7 \cdot 10^5$	1

Unità di Misura e Fattori di Conversione

PRESSIONE						
	Pa	bar	kg/m ²	ata	atm	m H ₂ O
1 Pa	1	10 ⁻⁵	0,102	1,02*10 ⁻⁵	9,867*10 ⁻⁶	1,02*10 ⁻⁴
1 bar	10 ⁵	1	1,02*10 ⁴	1,02	0,9867	10,2
1 kg/m ²	9,807	9,807*10 ⁻⁵	1	10 ⁻⁴	9,678*10 ⁻⁵	10 ⁵
1 ata = 1kg/cm ²	9,807*10 ⁴	0,9807	10 ⁴	1	0,9678	10
1 atm (760 mm Hg)	1,013*10 ⁵	1,013	1,033*10 ⁴	1,033	1	10,33
1 m H ₂ O	9807	9,807*10 ⁻²	1000	0,1	9,678*10 ⁻²	1

Unità di Misura e Fattori di Conversione

Poteri Calorifici Inferiori (P.C.I.)
adottati nel Bilancio energetico Nazionale (BEN)
per la conversione in calorie delle quantità fisiche
delle fonti energetiche.

Fonti solide	kcal/kg
Carbon fossile	7.400
Carbone da vapore	6.350
Carbone altri usi	7.400
Lignite	2.500
Rifiuti	2.500
Biomasse	2.500
Carbone di legna	7.500
Coke da cokeria	7.187
Prodotti da carbone non energetici	7.400

Fonti liquide	kcal/kg
Petrolio greggio	10.000
Semilavorati	10.000
GPL (gas di petrolio liquefatto)	11.000
Distillati leggeri	10.400
Benzine	10.500
Carboturbo	10.400
Petrolio	10.300
Gasolio	10.200
Olio combustibile ATZ	9.800
Olio combustibile BTZ	9.800
Coke di petrolio	8.300
Prodotti petroliferi non energetici	6.004

Fonti gassose	kcal/mc
Gas naturale	8.250
Gas di cokeria	4.250
Gas di altoforno	900
Gas di officina	4.250
Gas residui di raffinaria	12.000

Energia elettrica	kcal/kWh
Energia idraulica	2.200
Energia geotermica	2.200
Eolico+fotovoltaico	2.200
Energia elettrica finale	860

Fonte: BEN2007

Fattori di conversione e fattori di emissione di riferimento

Fattori di emissione per la CO₂ riferiti
al p.c.i. del combustibile

Olio combustibile:	275	g/kWh
Gasolio:	264	g/kWh
Gas naturale:	203	g/kWh
Gpl:	234	g/kWh
Biomassa solida:	0	g/kWh
Biomassa liquida	0	g/kWh

Fattori di emissione per energia elettrica
acquistata dalla rete (t/MWh)

	En. Elettrica	En. Termica
CO ₂	0,000310	0,000120
PM ₁₀	0,000003	0,000010
CO ₂	0,470000	0,240000

AGENZIA NAZIONALE
EFFICIENZA ENERGETICA



*Il Consumo Casalingo di un chilowattora (kWh), corrispondente a circa mezz'ora d'accensione di uno scaldabagno o di una stufetta, richiede in centrale la combustione di circa **200 grammi di petrolio** e l'immissione in atmosfera di circa **600 grammi di anidride carbonica**:*

1kWh = 200 grammi di petrolio = circa 600 grammi di CO₂

ENERGIA ELETTRICA

1 kWh elettrico → 187 grammi di petrolio

1 GWh elettr. → 0,187 kTep

1 Wh elettr. → 0c,187 Mtep

1 kWh elettrico → ~ 600 grammi di CO₂

1 GWh elettr. → ~ 600 ton di CO₂

1 TWh elettr. → ~ 0,6 Mton di CO₂

Titolo della slide

Temperatura: K, °C

$$T_K = T_{°C} + 273,15 \quad \rightarrow \quad \Delta T_K = \Delta T_{°C}$$

Potenza: Watt, kW, kcal/h

$$1 \text{ kW} = 1000 \text{ W} = 860 \text{ kcal/h}$$

Energia: Joule, kJ, MJ, TEP, kWh, kcal

$$1 \text{ kWh} = 3600 \text{ kJ} = 860 \text{ kcal} = 3412 \text{ BTU}$$

$$1 \text{ kcal} = 4,18 \text{ kJ}$$

$$1 \text{ BTU} = 0,252 \text{ kcal}$$

La Chilocaloria è la quantità di calore necessaria ad innalzare di un grado (K o °C) un chilogrammo [~ 1 litro] di acqua;

La BTU (*British Thermal Unit*) è la quantità di calore che serve per innalzare di un grado Fahrenheit (~ 0,554 °C) una Libbra (~ 0,454 kg) di acqua (**1 BTU x 0,554 x 0,454 = 0,252 kcal!**)



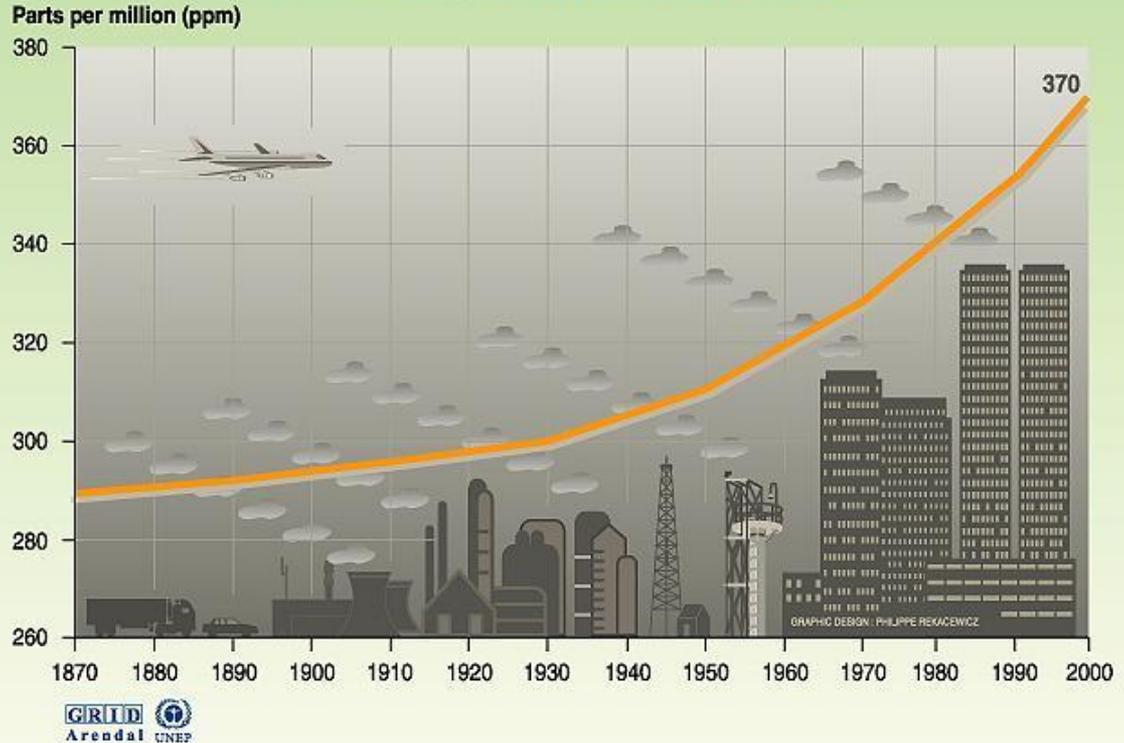
1 mole + 2 moli = 1 mole + 2 moli

1 m³ + 2 m³ = 1 m³ + 2 m³

Immessi più di 2.492

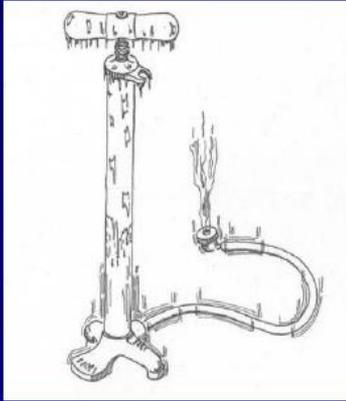
Km³ / anno di CO₂

Global atmospheric concentration of CO₂



Sources: TP Whorf Scripps, Mauna Loa Observatory, Hawaii, institution of oceanography (SIO), university of California La Jolla, California, United States, 1999

La pompa di calore



1) In natura il calore è in grado di trasmettersi “spontaneamente” solo da un corpo a temperatura più elevata ad un altro a temperatura più bassa.

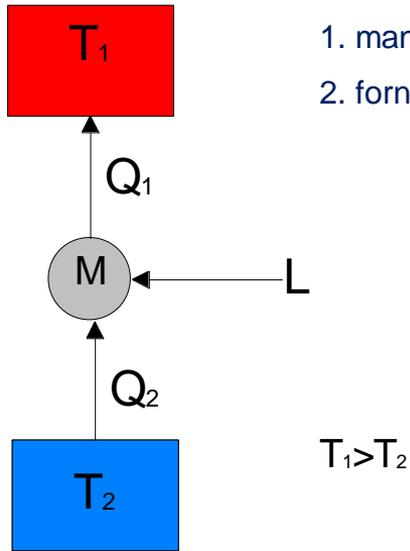
2) La pompa di calore è una macchina termica in grado di trasferire calore da un ambiente a temperatura più bassa ad un altro a temperatura più alta.

L'energia aerotermica può essere semplicemente definita come calore presente nell'aria.

Contrariamente alla nostra percezione l'aria contiene energia, ogni m³ a 7 °C e U.R. 50% ha un contenuto energetico pari a circa 340 kJ, pertanto 1000 m³ di aria contengono circa 95 kWh di energia.

Richiami di Termodinamica

Una macchina inversa, detta anche macchina frigorifera, può essere schematizzata nel seguente modo:



Le macchine frigorifere possono essere utilizzate principalmente per due scopi differenti :

1. mantenere freddo il serbatoio a temperatura inferiore T_2 (ad es. il frigorifero di casa) ;
2. fornire calore al serbatoio a temperatura superiore T_1 (ad es. la pompa di calore);

Caso 1 - La macchina mantiene la temperatura T_2 costante (in teoria) assorbendo il calore Q_2 , inoltre cede il calore Q_1 al serbatoio a temperatura T_1 , che di solito è rappresentato dall'ambiente esterno. E' per questo motivo che un normale frigorifero, durante il suo funzionamento, emette calore nell'ambiente attraverso una serpentina che funziona come una vera e propria stufetta.

Caso 2 - Quello che interessa è il calore Q_1 che la macchina è in grado di fornire al serbatoio a temperatura T_1 , ossia lo scopo è il riscaldamento di un ambiente come ad esempio un appartamento. Questo può avvenire assorbendo il calore Q_2 da un serbatoio che in questo caso viene rappresentato dall'ambiente esterno, inoltre è necessario utilizzare il lavoro L .

Richiami di Termodinamica

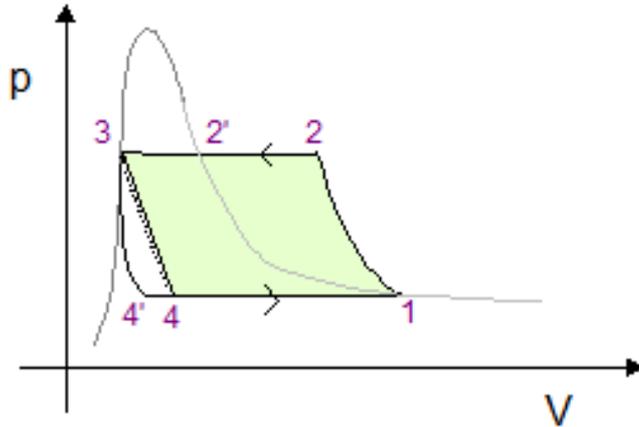


Figura 3 : Diagramma p-v di un ciclo frigorifero

1. **1->2** Il fluido, che in **1** si trova allo stato di vapore saturo secco (titolo unitario), passa attraverso un compressore che ne aumenta la pressione per mezzo di una trasformazione adiabatica reversibile. Durante questo passaggio si verifica un aumento significativo della temperatura del fluido, che in **2** si trova nel campo del vapore surriscaldato.
2. **2->2'**, **2'->3** Il fluido percorre la serpentina del condensatore e cedendo calore Q_1 comincia a raffreddarsi (**2->2'**) a pressione costante, fino a raggiungere in **2'** lo stato di vapore saturo secco; a questo punto, sempre a pressione costante, il vapore comincia a condensare (**2'->3**) e a temperatura costante giunge in **3**, che si trova sulla curva limite inferiore (titolo 0).
3. **3->4** Il fluido entra nella valvola di laminazione e subisce una trasformazione isoentalpica ($h_3 = h_4$) che ne diminuisce la pressione e la temperatura e ne aumenta il volume. L'uso della valvola fa sì che questa trasformazione non sia più adiabatica reversibile come nel caso della turbina (**3->4'**), anzi, la valvola rende questo processo fortemente irreversibile e da ciò deriva l'impossibilità di tracciare un percorso definito da **3** a **4**. Altrettanto indefinita risulta essere l'area del ciclo frigorifero, e questo rappresenta uno svantaggio rilevante.
4. **4->1** Il fluido, che in **4** è quasi completamente liquido, entra nell'evaporatore e a pressione costante comincia la vaporizzazione assorbendo il calore Q_2 fornito al sistema, fino a raggiungere lo stato iniziale **1** nel quale può ricominciare il ciclo.

Richiami di Termodinamica

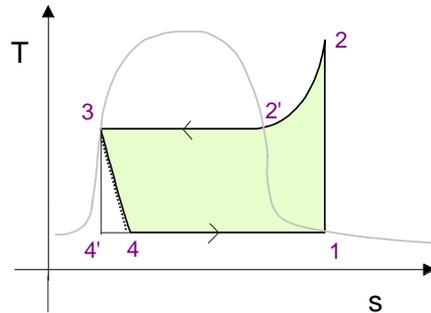


Figura 4 : Diagramma T – s di un Ciclo Frigorifero

In questo diagramma notiamo che la fase di compressione 1->2 è effettivamente reversibile ($s_1 = s_2$), così come sarebbe reversibile la fase di espansione 3->4' ad opera della turbina, a differenza dell'espansione 3->4 della valvola che è visibilmente irreversibile, in quanto $s_4 > s_3$. Nel punto 2' abbiamo una cuspidè, mentre le fasi di condensazione 2'->3 e di vaporizzazione 4->1 avvengono a temperatura costante.

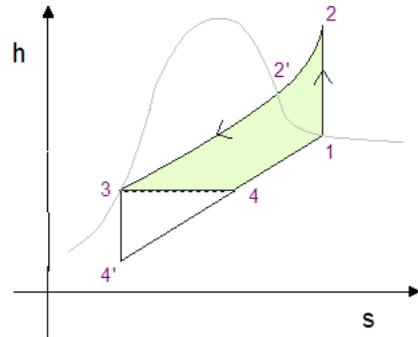


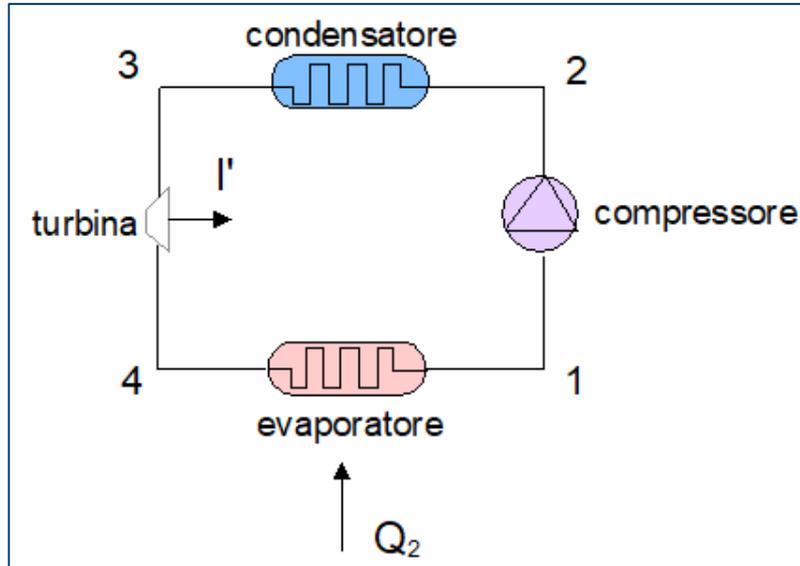
Figura 5 : Diagramma h-s di un ciclo frigorifero

Per descrivere meglio tutte queste fasi risulta utile anche il cosiddetto *diagramma di Mollier (h-s)* :

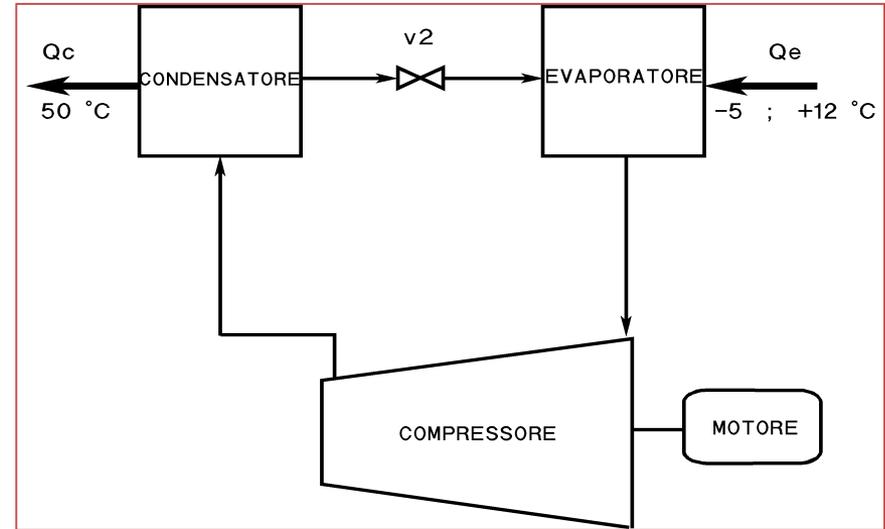
Figura 5 : Diagramma h-s di un ciclo frigorifero

Guardando il diagramma, si può vedere bene la differenza tra le due trasformazioni 3->4' e 3->4: la prima è reversibile e quindi avviene ad entropia specifica costante mentre la seconda è irreversibile ed isoentalpica, in quanto l'entalpia specifica dei due stati 3 e 4 risulta essere uguale ($h_3 = h_4$).

Schema di Principio Macchine a Compressione



Schema di un impianto frigorifero



Schema di una Pompa di Calore

Classificazione delle Pompe di Calore

In base a:

CICLO TERMODINAMICO:

Compressione

Assorbimento

Adsorbimento (e deadsorbimento)

Peltier (*coppie bimetalliche*)

SCAMBIO TERMICO: (fluido di distribuzione interno – fluido di scambio esterno)

Aria-Aria

Acqua-Aria

Acqua-Acqua

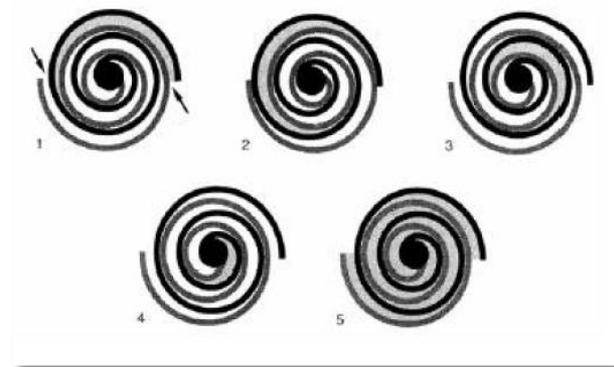
Aria-Terra ..

Esempio di Compressore: di Tipo Scroll

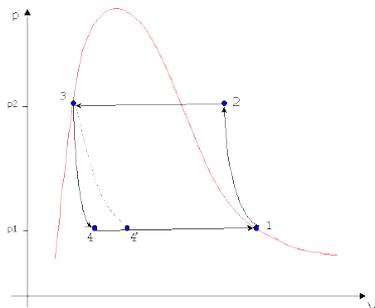


Il compressore scroll utilizza due spirali: una fissa ed una mobile.

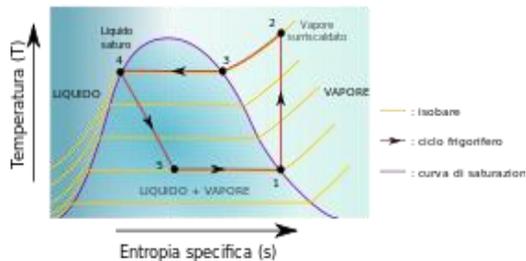
Per le piccole potenzialità, nella versione ermetica, è decisamente concorrenziale con l'analogo alternativo: efficienza più elevata, vantaggi per la riduzione del livello sonoro e delle vibrazioni. I produttori garantiscono dai 50.000 ai 100.000 avviamenti.



Per le basse potenze (< 500 kW) ha trovato grande diffusione soprattutto nei condizionatori autonomi.



Il ciclo PdC nel piano Pressione - Volume specifico



- 1 - 2: Compressione del vapore
- 2 - 3: Raffreddamento del vapore surriscaldato nel condensatore
- 3 - 4: Condensazione del vapore
- 4 - 5: Raffreddamento del liquido
- 5 - 1: La miscela liquido+gas è completamente vaporizzata nell'evaporatore

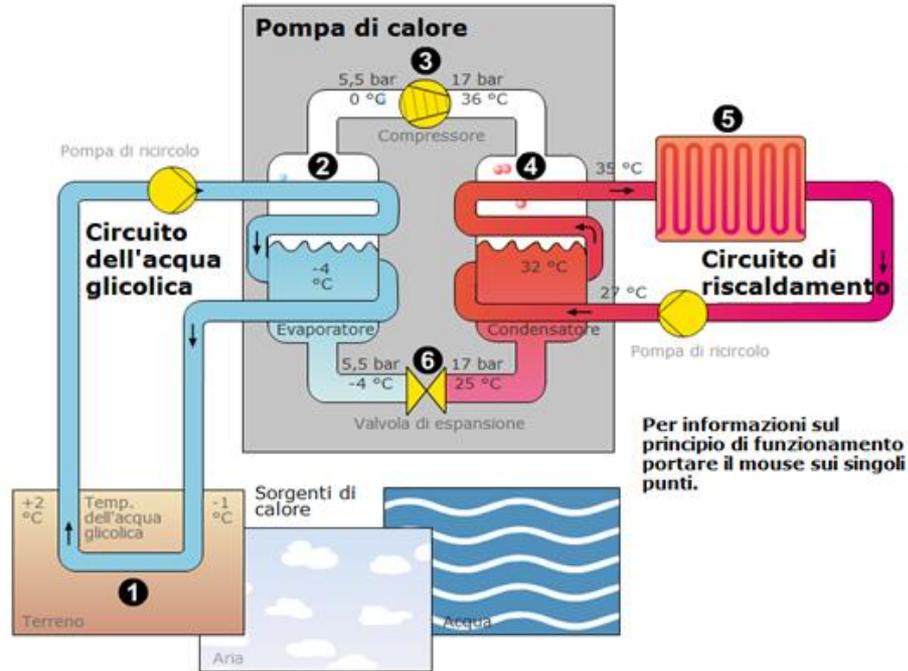
Il ciclo PdC nel piano Temperatura - Entropia

Pressione	Temperatura di saturazione (ebollizione) gas frigorifero		Pressione
	kPa	°C	
25	-59	214,15	0,25
50	-45	228,15	0,50
75	-37	236,15	0,75
100	-30	243,15	1,00
125	-24	249,15	1,25
150	-20	253,15	1,50
175	-16	257,15	1,75
200	-12	261,15	2,00
225	-9	264,15	2,25
250	-6	267,15	2,50
275	-4	269,15	2,75
300	-1	272,15	3,00
325	2	275,15	3,25
350	4	277,15	3,50
375	6	279,15	3,75
400	8	281,15	4,00
450	12	285,15	4,50
500	16	289,15	5,00
550	19	292,15	5,50
600	22	295,15	6,00
650	25	298,15	6,50
700	28	301,15	7,00
750	30	303,15	7,50
800	33	306,15	8,00
900	37	310,15	9,00
1000	42	315,15	10
1200	49	322,15	12
1400	56	329,15	14
1600	62	335,15	16
1800	68	341,15	18
2000	73	346,15	20
2200	78	351,15	22
2400	82	355,15	24
2600	86	359,15	26
2800	90	363,15	28
3000	94	367,15	30
3200	98	371,15	32
3400	101	374,15	34
3600	104	377,15	36

Proprieta' climalteranti di alcuni fluidi frigorigeni

FLUIDO	ODP	GWP ITH=20 anni	GWP ITH=100 anni	GWP ITH=500 anni
R22	0.05	4000	1500	510
R32	0	2100	650	200
R125	0	4600	2800	920
R134a	0	3400	1300	420
R718 (Acqua)	0	0	0	0
R717 (Ammoniaca)	0	0	0	0
Propano	0	-	3	3
Isobutano	0	-	3	3

Titolo della slide



Per informazioni sul principio di funzionamento portare il mouse sui singoli punti.

Indicatore di Efficienza delle Pompe di Calore

COP (Coefficient Of Performance) (funzionamento in ciclo di riscaldamento)

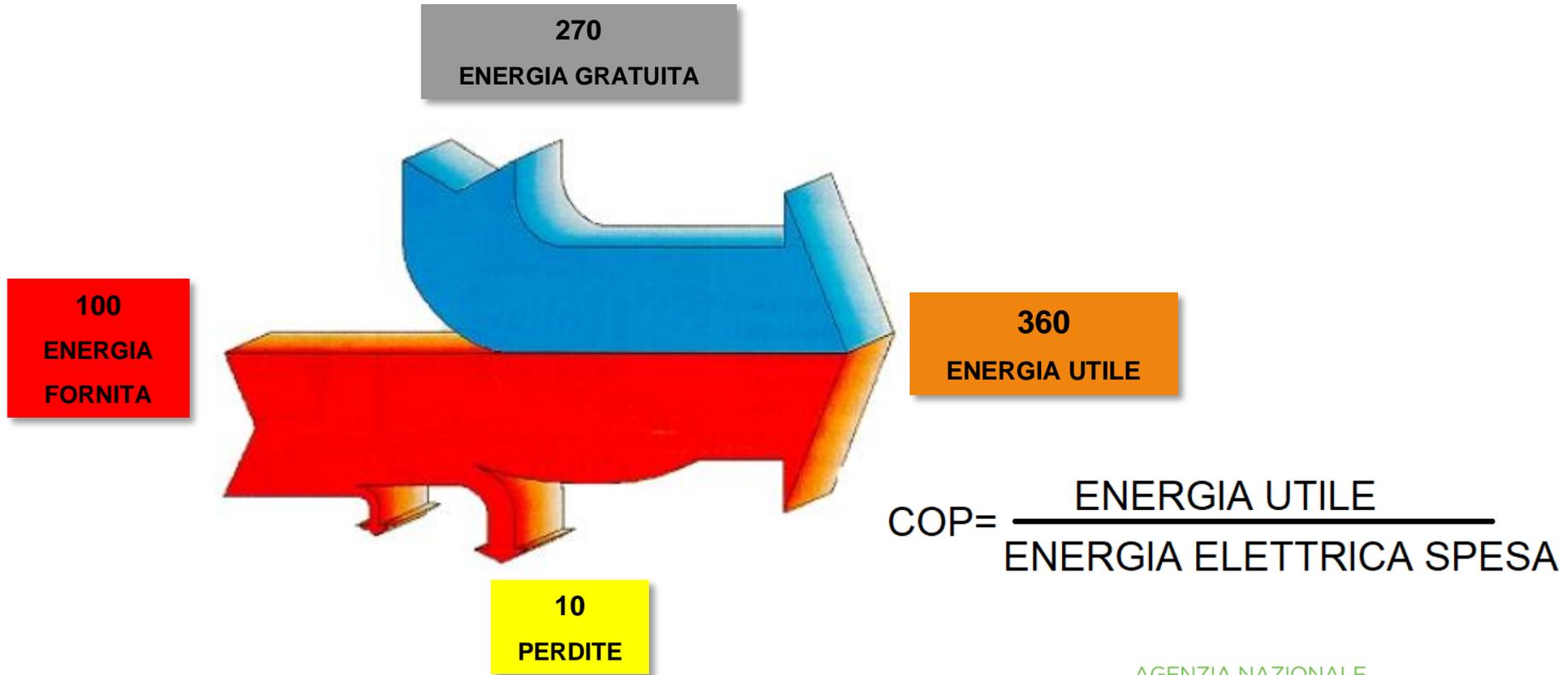
Si ottiene dal rapporto tra l'energia utile resa dalla macchina e l'energia fornita dall'utente sotto forma di energia elettrica (e combustibile nel caso di macchine ad assorbimento)

$$\text{COP} = \frac{\text{Energia resa (riscaldamento)}}{\text{Energia (elettrica e calore nel caso di cicli ad assorbimento) consumata dalla macchina}}$$

N.B. Il COP che risulta, in genere, maggiore di 1 (*), non è un rendimento (i rendimenti sono sempre < 1 !), poiché include nell'energia resa (numeratore) il contributo energetico gratuito prelevato dall'ambiente esterno ma, al contrario dei calcoli di rendimento, non considera tale quantità fra l'energia fornita al dispositivo (denominatore).

(*) per esempio, in presenza di ghiaccio all'evaporatore l'energia resa, a causa del ridotto prelievo di calore, può risultare inferiore a quella consumata dalla macchina ed il COP < 1 (il ghiaccio peggiora decisamente la capacità di scambio delle alettature!)

Indicatore di Efficienza delle Pompe di Calore



EFFICIENZA DELLE POMPE DI CALORE

COP (Coefficient Of Performance)

Esempio:

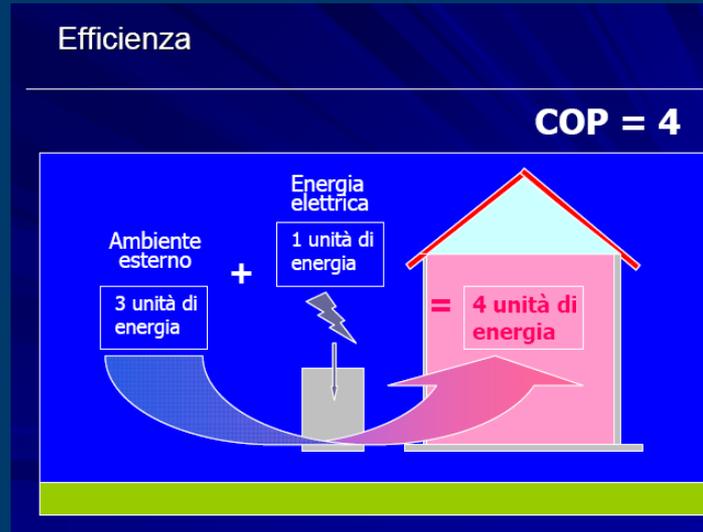
Energia elettrica consumata dalla pompa di calore: 1 kWh

Energia resa dal Fan-coil: 4 kWh termici

$$\text{COP} = \frac{4}{1} = 4$$

N.B.

3 kWh termici sono stati presi gratuitamente dall'ambiente.



Perché Conviene la Pompa di Calore

Quando in casa consumo 1 kWh di energia elettrica, nelle centrali elettriche si consumano circa $1 \text{ kWh} / 0,46^* = 2,17 \text{ kWh}$ di energia termica

Caso A: STUFA ELETTRICA

Se per riscaldare casa utilizzo una stufa elettrica per 1 kWh elettrico consumato otterrò 1 kWh termico.

La convenienza % complessiva del sistema sarà:

$$h_A = E_{\text{resa}} / E_{\text{consumata}} * 100 = 1 / 2,17 * 100 = \mathbf{46 \%} \quad (\text{ovviamente!})$$

Caso B: CALDAIA A GAS

Per un buon impianto di riscaldamento dotato di caldaia a gas a condensazione $\eta_B = \mathbf{86 \%}$

Caso C POMPA DI CALORE

Nel caso di Pompa di Calore con $COP = 4$ (... medio stagionale dell'impianto) per 1 kWh elettrico consumato otterrò, in casa, 4 kWh termici. La convenienza % complessiva sarà:

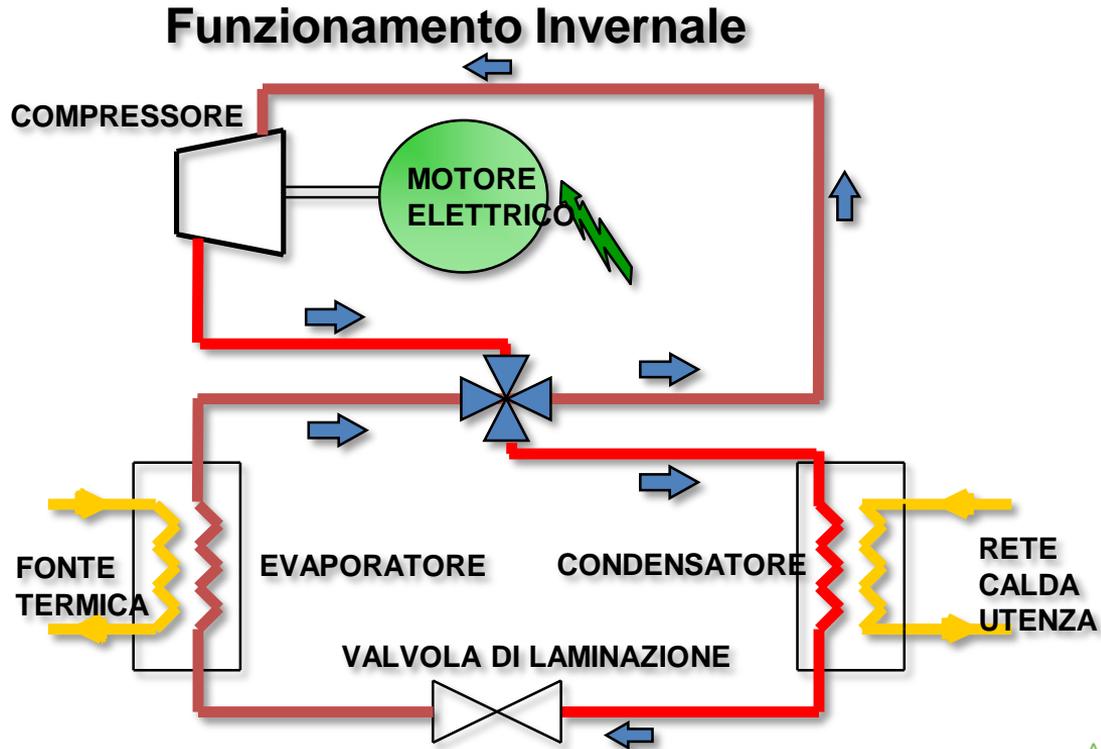
$$\eta_C = E_{\text{resa}} / E_{\text{consum}} * 100 = 4 / 2,17 * 100 = \mathbf{184 \%}^{**}$$

$\eta_{el} = 0,46 =$ Rendimento medio di produzione e trasporto dell'energia elettrica in Italia nel 2012 (delibera AEEG 3/2008),

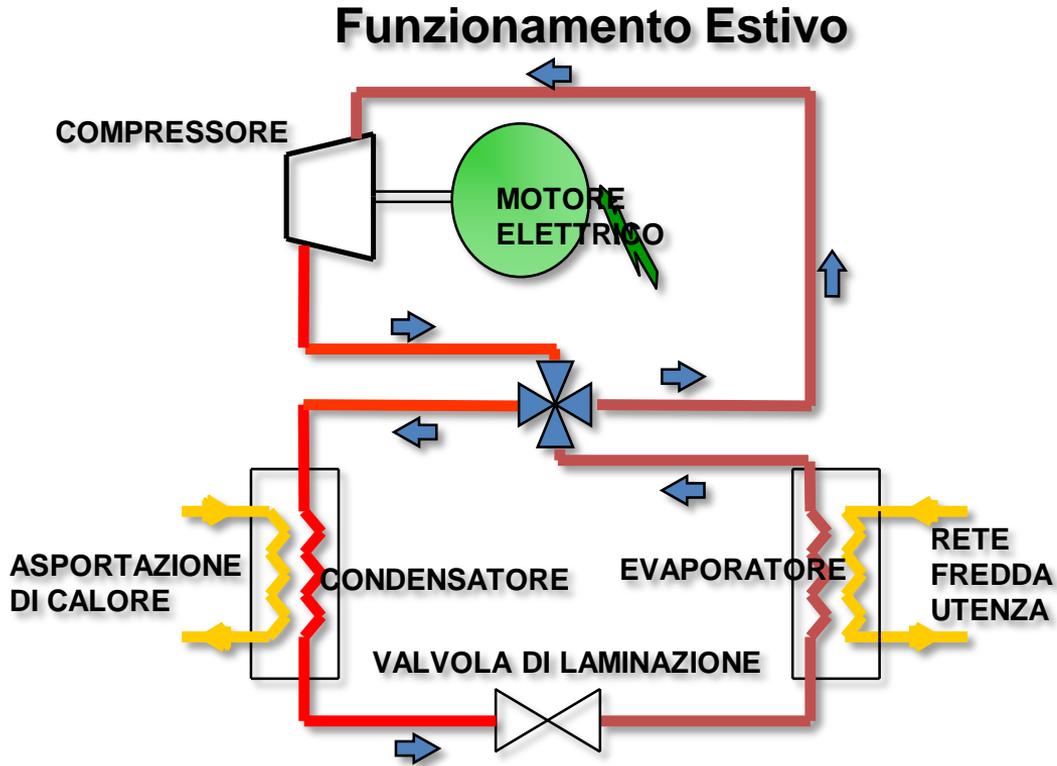
cioè 1 kWh_{elettrico} consumato (in Media Tensione) richiede 1.870 kcal in centrale, ossia 187 grammi di petrolio ($PCI = 10.000 \text{ kcal/kg}$) in generale, quindi, dato il COP,

l'efficienza complessiva del sistema risulta $\eta_C = COP \times \eta_{el}$

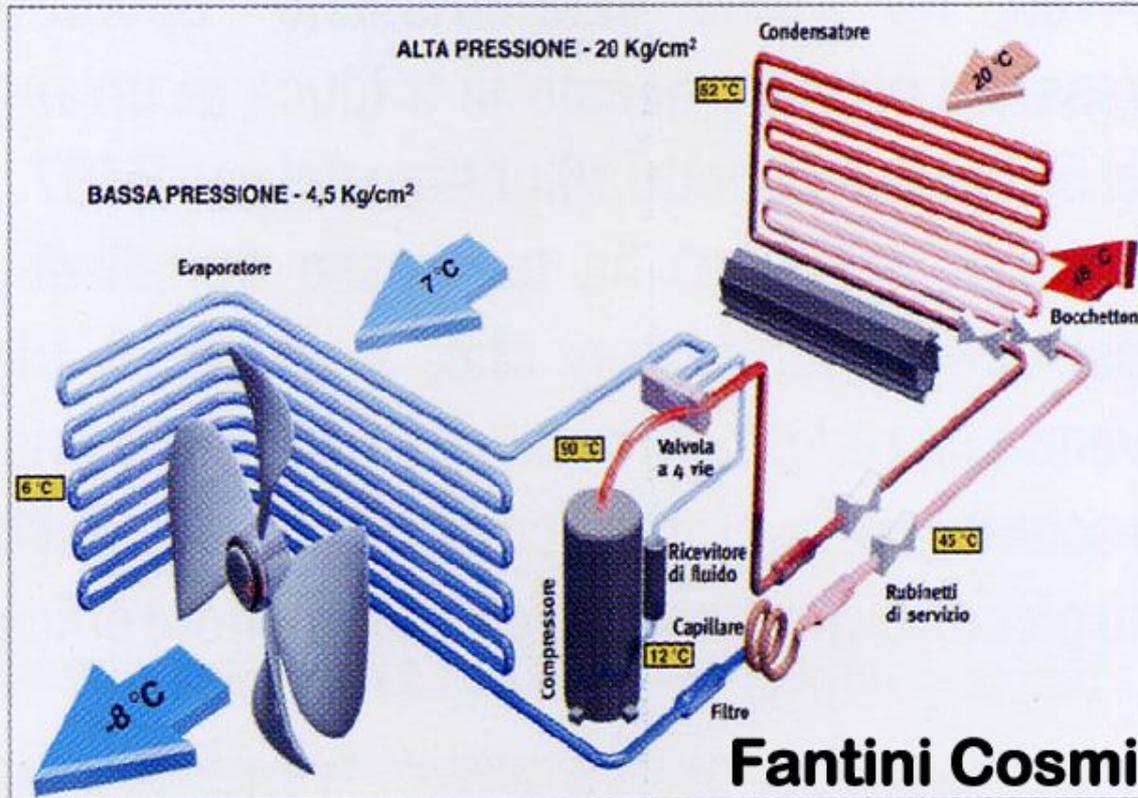
Schema di Funzionamento PdC a Compressione Elettrica



Schema di Funzionamento PdC a Compressione Elettrica



SITUAZIONE INVERNALE



Indicatore di Efficienza delle Pompe di Calore

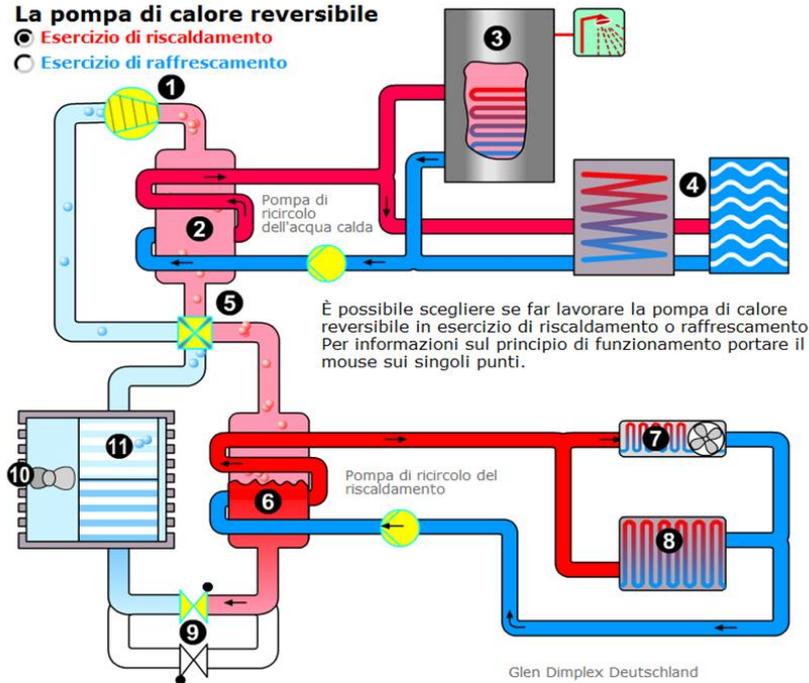
EER (Energy Efficiency Ratio) (funzionamento in ciclo di raffreddamento)

Rapporto tra l'energia utile resa dalla macchina e l'energia fornita dall'utente sotto forma di energia elettrica (e combustibile nel caso di macchine ad assorbimento)

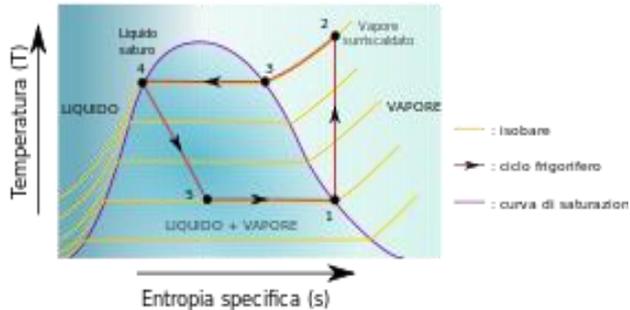
$$\text{EER} = \frac{\text{Energia prelevata (raffrescamento)}}{\text{Energia (elettricit\`a e calore nel caso di cicli ad assorbimento) consumata dalla macchina}}$$

N.B. Anche l' EER rappresenta una performance e non il rendimento della macchina!

Titolo della slide

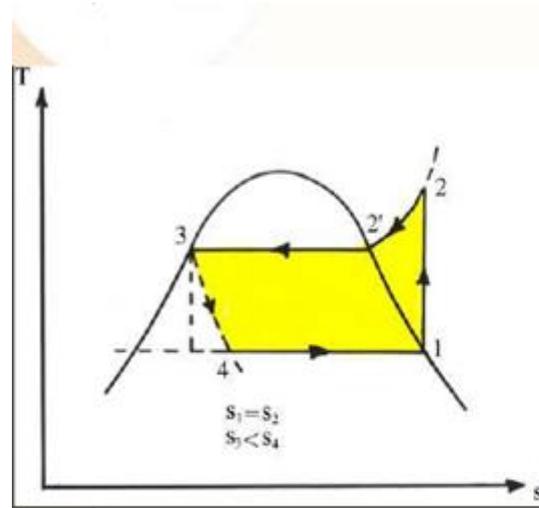


Rappresentazione dei Cicli Termodinamici



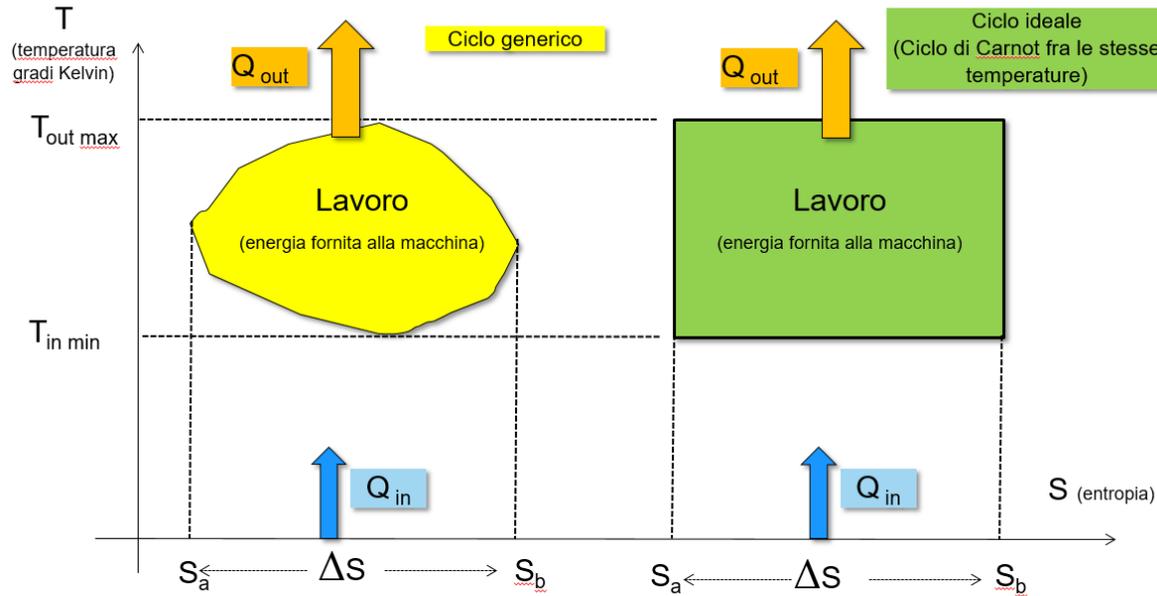
- 1 - 2: Compressione del vapore
- 2 - 3: Raffreddamento del vapore surriscaldato nel condensatore
- 3 - 4: Condensazione del vapore
- 4 - 5: Raffreddamento del liquido
- 5 - 1: La miscela liquido+gas è completamente vaporizzata nell'evaporazione

Il Ciclo PdC nel Piano Temperatura - Entropia



- Il tratto verticale 1 – 2 rappresenta la fase di compressione;
- Il tratteggio 3 – 4 evidenzia il processo di laminazione;
- Il processo 2' – 3 di condensazione ed il processo 4 – 1 di evaporazione avvengono a temperatura costante.

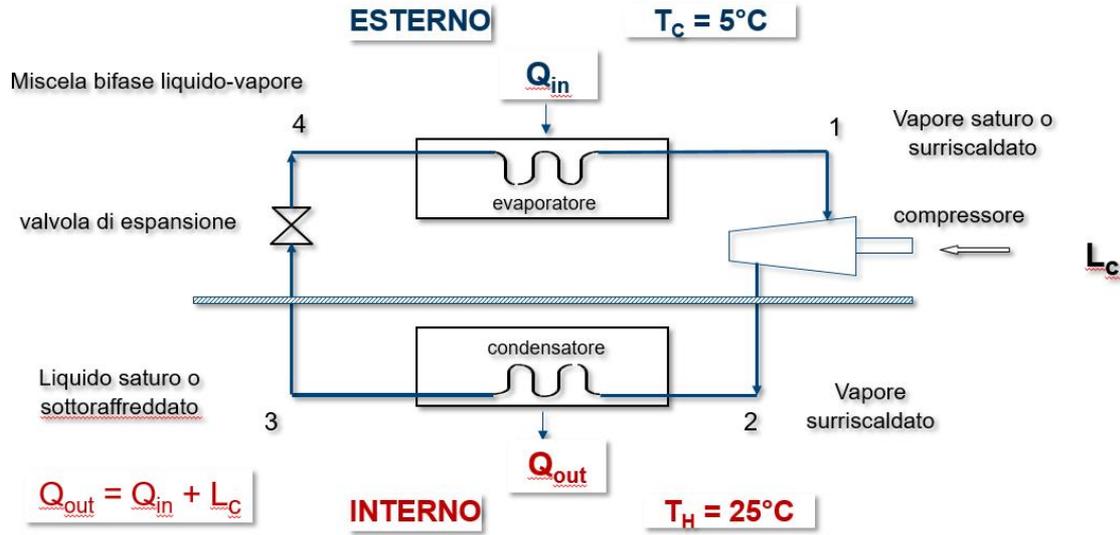
Rappresentazione dei Cicli Termodinamici



$\Delta S = \Delta Q / T$ da cui $\Delta Q = T \times \Delta S$ quindi, nel diagramma T-S, le aree rappresentano il calore scambiato

In un ciclo si ha inoltre: $Q_{in} - Q_{out} = \text{Lavoro} \rightarrow \text{COP}_{(\text{max teorico fra } T_{in} \text{ e } T_{out})} = T_{out} / (T_{out} - T_{in})$

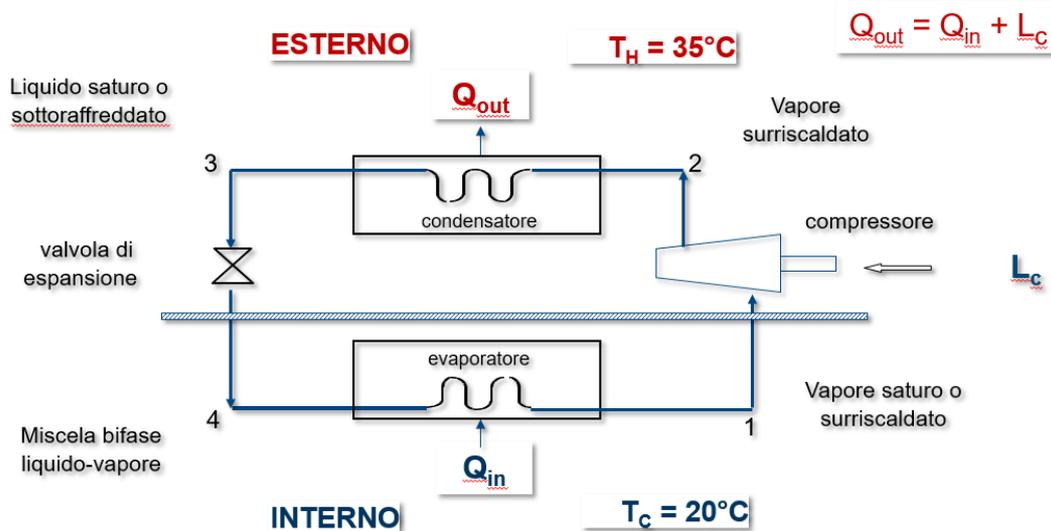
Ciclo di Riscaldamento



$$COP_{\text{riscaldamento}} = Q_{out} / L_c$$

$$COP_{\text{pompa di calore MAX}} = T_{out} / (T_{out} - T_{in})$$

Ciclo di Raffrescamento



$$EER = \frac{Q_{in}}{L_c}$$

$$EER_{max\ teorico} = T_{in} / (T_{out} - T_{in}) = T_{out} / (T_{out} - T_{in}) - 1 = COP - 1$$

NB. EER Max Teorico
 Solo se si opera alle stesse Temperature, sia in Riscaldamento che in Raffrescamento

Sorgenti di Energia Esterne

Chi fornisce l'Energia da Trasferire?

- Aria
- Acqua (Superficiale o Sotteranea)
- Terreno

- Recupero Termico
- Energia atmosferica (Es. Solare Termico)

Tipologie di Pompe di Calore

- Acqua – Acqua: si riscalda acqua (condensatore) trasferendo energia termica da altra acqua (evaporatore);
- Aria – Acqua: si riscalda acqua (condensatore) attingendo calore da aria (evaporatore);
- Acqua – aria: si riscalda aria (condensatore) attingendo calore da acqua (evaporatore);
- Aria – aria: si riscalda aria (condensatore) trasferendo energia termica da altra aria (evaporatore);
- Al posto dell'acqua può essere usata salamoia (brine)
Possono funzionare come macchine frigorifere (reversibilità)

6 LE DIVERSE POMPE DI CALORE

Le pompe di calore si distinguono in base alla sorgente fredda e al pozzo caldo che utilizzano.

Possono quindi essere del tipo:

ARIA-ACQUA



ARIA-ARIA



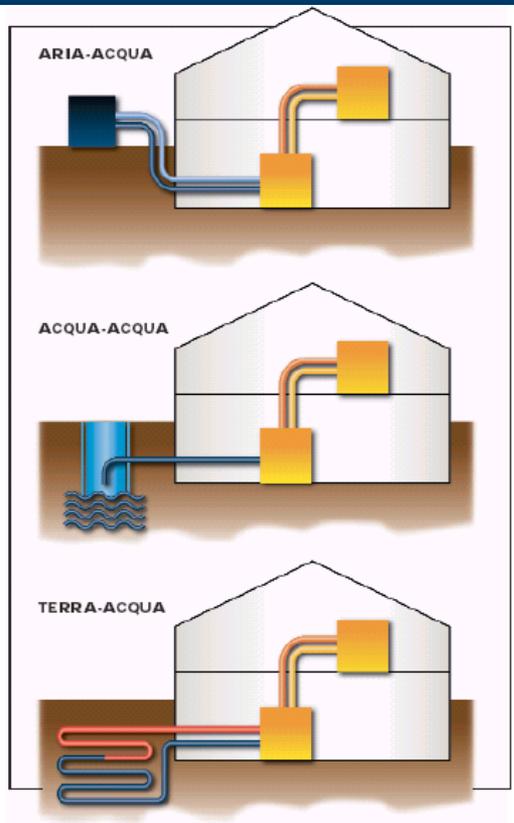
ACQUA-ACQUA



ACQUA-ARIA



- L'**aria** come sorgente fredda ha il vantaggio di essere disponibile ovunque, tuttavia la potenza resa dalla pompa di calore diminuisce con la temperatura della sorgente. Nel caso si utilizzi l'aria esterna, è necessario (intorno a 0°C), un sistema di sbrinatorio che comporta un ulteriore consumo di energia. Diverso e più vantaggioso, è l'impiego come sorgente fredda dell'aria interna viziata (aria estratta) che deve essere comunque rinnovata.
- L'**acqua** come sorgente fredda garantisce le prestazioni della pompa di calore senza risentire delle condizioni climatiche esterne; tuttavia richiede un costo aggiuntivo dovuto al sistema di adduzione.
- Il **terreno**, come sorgente fredda ha il vantaggio di subire minori sbalzi di temperatura rispetto all'aria. Le tubazioni orizzontali vanno interrate ad una profondità minima da 1 a 1,5 metri per non risentire troppo delle variazioni di temperatura dell'aria esterna e mantenere i benefici effetti dell'insolazione. È necessaria una estensione di terreno da 2 a 3 volte superiore alla superficie dei locali da riscaldare. Si tratta quindi di una soluzione costosa, sia per il terreno necessario che per la complessità dell'impianto.



Il **95%** delle di pompe di calore installate in Italia utilizza come **sorgente fredda l'aria** e in particolare l'**84%** dei pezzi (il 58% in termini di fatturato) e costituito dalla tipologia **aria/aria**.

All'interno di questa tipologia, lo schema più diffuso prevede l'utilizzo di **split**.

Con tale denominazione vengono classificate tutte le macchine ad espansione diretta di gas freon, costituite da una unità **motocondensante** (o **motoevaporante** in pompa di calore) e da una o più unità interne, anche variamente configurate, collegate alla unità esterna medesima.

Le unità esterne, sia **mono** che **multi**, sono generalmente raffreddate ad aria ed hanno la possibilità di essere variamente collocate (a pavimento, a parete, a tetto, ecc.) direttamente all'aperto. Anche i terminali interni sono ampiamente assortiti: ne esistono per essere collocati a parete (sia in basso che in alto), a soffitto da canalizzare, da incasso, ecc.

ALLEGATO I

PRESTAZIONI DELLE POMPE DI CALORE

1. Valori minimi del coefficiente di prestazione (COP) per pompe di calore elettriche

Tipo di pompa di calore Ambiente esterno/interno	Ambiente esterno [°C]	Ambiente interno [°C]	COP	COP
			2008-2009	2010
aria/aria	Bulbo secco all'entrata : 7 Bulbo umido all'entrata : 6	Bulbo secco all'entrata: 20 Bulbo umido all'entr.: 15	3,8	3,9
aria/acqua potenza termica utile riscaldamento ≤ 35 kW	Bulbo secco all'entrata : 7 Bulbo umido all'entrata : 6	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	3,9	4,1
aria/acqua potenza termica utile riscaldamento >35 kW	Bulbo secco all'entrata : 7 Bulbo umido all'entrata : 6	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	3,7	3,8
salamoia/aria	Temperatura entrata: 0	Bulbo secco all'entrata: 20 Bulbo umido all'entr.: 15	4,0	4,3
salamoia/acqua	Temperatura entrata: 0	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	4,0	4,3
acqua/aria	Temperatura entrata: 15 Temperatura uscita: 12	Bulbo secco all'entrata: 20 Bulbo umido entrata: 15	4,3	4,7
acqua/acqua	Temperatura entrata: 10	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	4,4	5,1

La prestazione deve essere misurata in conformità alla norma **UNI EN 14511:2004**. Al momento della prova la pompa di calore deve funzionare a pieno regime, nelle condizioni indicate nella tabella.

Indice minimo di Prestazione delle Pompe di calore $COP = \frac{\text{Energia riversata in casa}}{\text{Energia elettrica spesa}}$

Efficienza Complessiva =
Rendimento Sist. Elettr. Naz. * COP = 0,46 * COP

Tipo di pompa di calore Ambiente esterno/interno	Ambiente esterno [°C]	Ambiente interno [°C]	EER	EER
			2008-2009	2010
aria/aria	Bulbo secco all'entrata: 35 Bulbo umido all'entr.: 24	Bulbo secco all'entrata: 27 Bulbo umido all'entr.: 19	3,3	3,4
aria/acqua potenza termica utile riscaldamento < 35 kW	Bulbo secco all'entrata : 35 Bulbo umido all'entr.: 24	Temperatura entrata: 23 Temperatura uscita: 18	3,4	3,8
aria/acqua potenza termica utile riscaldamento >35 kW	Bulbo secco all'entrata : 35 Bulbo umido all'entr.: 24	Temperatura entrata: 23 Temperatura uscita: 18	3,1	3,2
salamoia/aria	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	Bulbo secco all'entrata: 27 Bulbo umido all'entr.: 19	4,2	4,4
salamoia/acqua	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	Temperatura entrata: 23 Temperatura uscita: 18	4,2	4,4
acqua/aria	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	Bulbo secco all'entrata: 27 Bulbo umido all'entr.: 19	4,2	4,4
acqua/acqua	Temperatura entrata: 30 Temperatura uscita: 35	Temperatura entrata: 23 Temperatura uscita: 18	4,6	5,1

Indice minimo di Prestazione delle Pompe di calore

$$EER = \frac{\text{Energia riversata in casa}}{\text{Energia elettrica spesa}}$$

Efficienza Complessiva =
Rendimento SEN. * EER = 0,46 * EER

COP e Prestazione della PdC – Normativa a riguardo

3. Valori minimi del coefficiente di prestazione (COP) per pompe di calore a gas

Tipo di pompa di calore Ambiente esterno/interno	Ambiente esterno [°C]	Ambiente interno [°C] (*)	COP	COP
			2008-2009	2010
aria/aria	Bulbo secco all'entrata : 7 Bulbo umido all'entrata : 6	Bulbo secco all'entrata: 20 °C	1,42	1,46
aria/acqua	Bulbo secco all'entrata : 7 Bulbo umido all'entrata : 6	Temperatura all'entrata: 30 °C (*)	1,34	1,38
salamoia/aria	Temperatura entrata: 0	Bulbo secco all'entrata: 20 °C	1,55	1,59
salamoia/acqua	Temperatura entrata: 0	Temperatura all'entrata: 30 °C (*)	1,44	1,47
acqua/aria	Temperatura entrata: 10	Bulbo secco all'entrata: 20 °C	1,57	1,60
acqua/acqua	Temperatura entrata: 10	Temperatura all'entrata: 30 °C (*)	1,52	1,56

La prestazione deve essere misurata in conformità alle norme:

EN 12309-2:2000: per quanto riguarda le pompe di calore a gas ad assorbimento (valori di prova sul p.c.i.)

EN 14511: 2004 per quanto riguarda le pompe di calore a gas a motore endotermico

Al momento della prova le pompe di calore devono funzionare a pieno regime, nelle condizioni indicate nella tabella.

Per le pompe di calore a gas endotermiche non essendoci una norma specifica, si procede in base alla EN 14511, utilizzando il rapporto di trasformazione primario - elettrico = 0,4.

(*) Δt : pompe di calore ad assorbimento 30-40°C - pompe di calore a motore endotermico 30-35°C

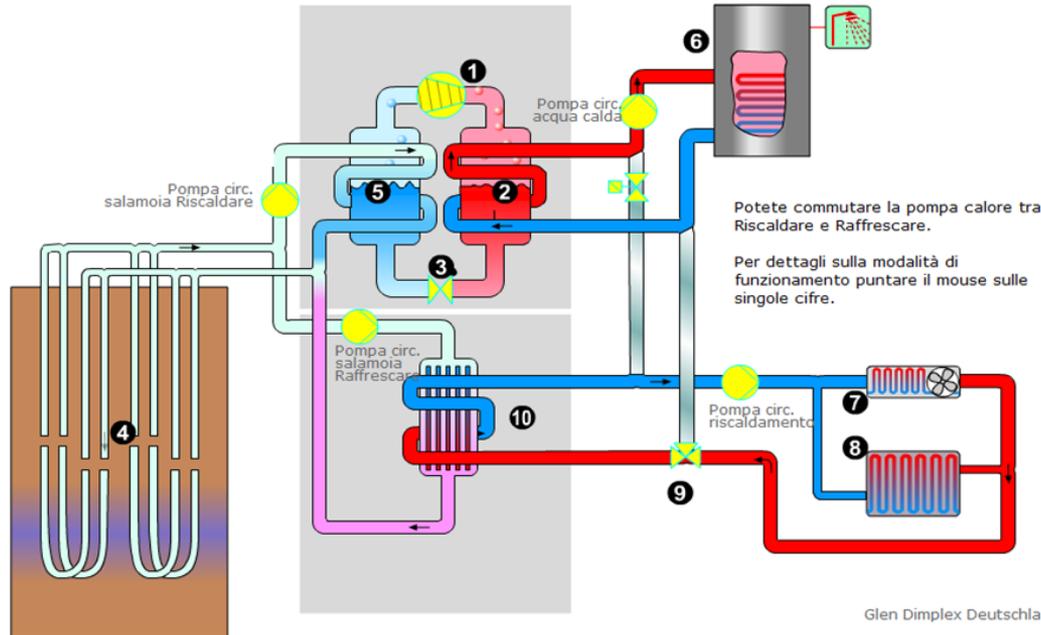
4. Valori minimi dell'indice di efficienza energetica (EER) per pompe di calore a gas è pari a **0,6** per tutte le tipologie.

Pompa di Calore con produzione ACS

Raffrescare con produzione acqua calda parallela

- Raffrescare con produzione acqua calda separata
- Raffrescamento passivo (pompa di calore off)

- Riscaldamento
- Produzione acqua calda



Glen Dimplex Deutschland

Sostituzione di impianti di climatizzazione invernale con impianti provvisti di *pompe di calore ad alta efficienza e con impianti geotermici a bassa entalpia*

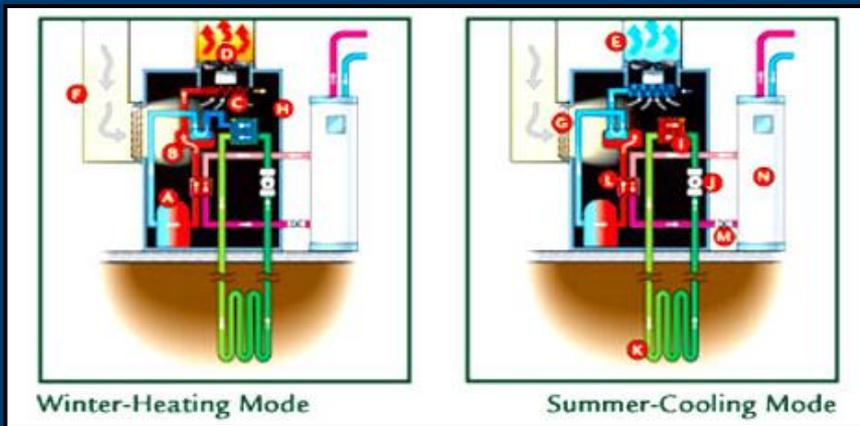


Figura 37 Sonde geotermiche: configurazione verticale e configurazione orizzontale.

Sorgenti Termiche: Acqua e Terreno

Sistemi con sorgente acqua o terreno:

- **Sistemi open-loop, a ciclo aperto**
 1. **Sistemi ad acqua superficiale**
 2. **Sistemi ad acqua di falda**
- **Sistemi closed loop, a ciclo chiuso**
 1. **Sistemi a terreno con scambiatori orizzontali**
 2. **Sistemi a terreno con scambiatori verticali**
 3. **Altre tipologie di scambiatori (a spirale, slinky)**
 4. **Sistemi ad espansione diretta**
 5. **Geostrutture e pali energetici**

Due Soluzioni Tipo

SISTEMI IN PROFONDITÀ CON PERFORAZIONE

VANTAGGI: Buona resa specifica non influenzata dalle condizioni atmosferiche.
Spazi di posa ridotta

SVANTAGGI: Costo Elevato, Necessità di materiale specifico per la posa

SISTEMI IN SUPERFICIE

VANTAGGI: Semplicità ed economia in posa

SVANTAGGI: Necessità di spazi estesi per l'installazione

Primo dimensionamento di Sonde Verticali

Rese termiche specifiche per sonde geotermiche

Tipo sottosuolo	Conducibilità termica (W/mK)	Potenza estraibile (W/m)	
		1800 ore	2400 ore
Valori guida generali:			
Sottosuolo povero (sedimento secco)	<1,5	25	20
Rocce e terreni sciolti saturi d'acqua	1,5-3,0	60	50
Rocce ad alta conducibilità termica	> 3,0	84	70
Tipologia roccia/terreno:			
Ghiaia, sabbia, asciutta	0,4	< 25	< 20
Ghiaia, sabbia, saturi d'acqua	1,8-2,4	65-80	55-65
Argilla, terriccio, umido	1,7	35-50	30-40
Calcare (massiccio)	2,8	55-70	45-60
Arenaria	2,3	65-80	55-65
Magmatite silicea (ad esempio, granito)	3,4	65-85	55-70
Magmatite basica (ad esempio, basalto)	1,7	40-65	35-55
Gneiss	2,9	70-85	60-70

- estrazione del solo calore
- la lunghezza della singola sonda deve essere compresa tra 40 e 100 m
- la distanza più piccola tra due sonde geotermiche deve essere:
 - almeno 5 m per le lunghezze foro scambiatore di calore da 40 a 50 m
 - almeno 6 m per le lunghezze foro scambiatore di calore > 50 m a 100 m
- sonde geotermiche con tubi a doppio U con DN 20, 25 o DN 32 o sonde coassiali con un diametro minimo di 60 mm
- non applicabile per un'alta concentrazione di sonde su una zona limitata

Sottosuolo	Conducibilità termica (W/m°K)	Potenza di estrazione (W/m)
Sottosuolo di cattiva qualità (rocce mobili secche)	meno di 1,5	20
Rocce indurite o rocce mobili sature di acqua	da 1,5 a 3,0	50
Rocce indurite a conducibilità termica elevata	superiore a 3,0	70
Ghiaia, sabbia, secco	0,4	meno di 20
Ghiaia, sabbia, acquifero	1,8 a 2,4	da 55 a 65
Argilla, limo, umido	1,7	da 30 a 40
Calcere, massiccio	2,8	da 45 a 60
Arenaria	2,3	da 55 a 65
Granito	3,4	da 55 a 70
Basalto	1,7	da 35 a 55
Gneiss	2,9	da 60 a 70

Potenza Termica [W] – Potenza Elettrica [W]

Potenza Specifica Assorbita [W/m]



LUNGHEZZA SCAMBIATORE INTERRATO [m]

A questo punto decido quante trivellazioni eseguire e di quale profondità mi conviene realizzarle in base a criteri tecnico-economici.

SCHEMA DI PRIMO DIMENSIONAMENTO DI UN CAMPO GEOTERMICO VERTICALE

DATI

Potenza utile richiesta: 200 kW

Terreno: ARENARIA

COP PdC W/W utilizzata: 4,2

Profondità Pozzi: 120 m

Distanza minima assi pozzi: 8 m

STIMA DIMENSIONI DEL CAMPO

Potenza elettrica richiesta: $200/4,2 = 48 \text{ kW}$

Potenza da campo geotermico: $200 - 48 = 152 \text{ kWt}$

Lunghezza di scambio: $152.000 / 60 = 2500 \text{ m}$

Numero pozzi: 21 pozzi

Numero di sottocampi 3

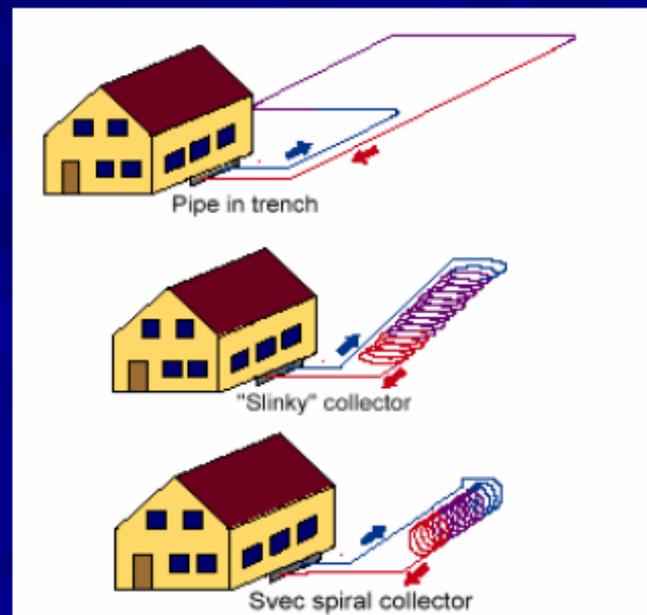
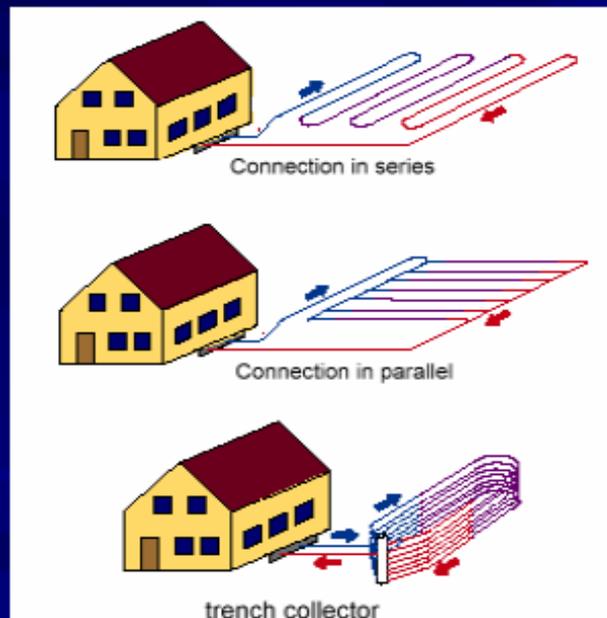
Stima superficie del campo: $60 \times 25 = 1500 \text{ m}^2$

Nel caso in cui sia data, invece, la superficie di terreno disponibile e, quindi, il numero massimo di pozzi, si procederà deducendo la profondità di questi come rapporto fra la lunghezza di scambio ed il numero di pozzi realizzabili.

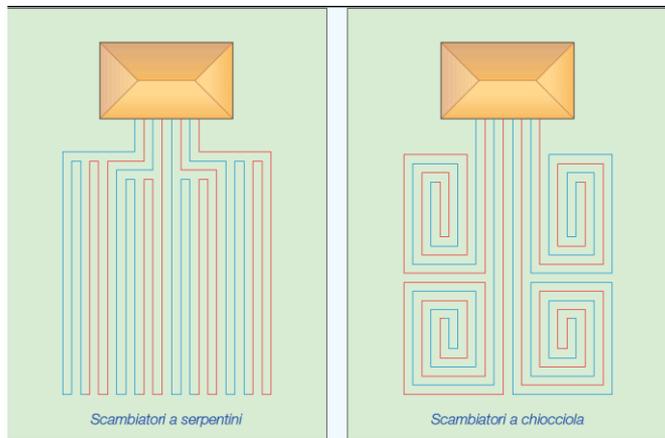
■ Sistema unico per la climatizzazione dell'ambiente + riscaldamento acqua sanitaria



■ Sistema "orizzontali in superficie"



Primo dimensionamento di Sonde Orizzontali



Potenza Termica – Potenza Elettrica [W]

Potenza Specifica Assorbita [W/m²]



SUPERFICIE SCAMBIATORE INTERRATO [m²]

A questo punto sbanco un'area pari alla superficie calcolata per 1,8 metri circa di profondità e realizzo un impianto a pavimento con circuiti da 100 metri cadauno (passo 0,33 mt con DN 20 o 0,70 mt con DN 32).

SCAMBIATORI A SERPENTINI E CHIOCCIOLA

Rendimenti specifici approssimativi
superfici terreno

Tipo sottosuolo	(W/m ²)
terreno sabbioso secco	10 – 15
terreno sabbioso umido	15 – 20
terreno argilloso secco	20 – 25
terreno argilloso umido	25 – 30
terreno saturo d'acqua	30 – 40

- interasse tubi = 40 cm
- ore operative annuali = 1800
- COP = 4
- superficie del terreno libera
- superficie del terreno non impermeabilizzata

Superficie del terreno richiesta per
scambiatori a serpentini e a chiocciola

Esempio di calcolo:

Determinare la superficie richiesta per la messa in opera nel terreno di scambiatori a bassa profondità (del tipo a serpentini o a chiocciola) atti a servire un impianto con le seguenti caratteristiche:

$Q_{PDC} = 9.000 \text{ W}$ (potenza richiesta alla PDC)

COP = 4,0 (COP medio di funzionamento PDC)

$q_{ter} = 20 \text{ W/m}^2$ (rendimento specifico terreno)

In base alla definizione di COP, la potenza elettrica [W_{EL}] assorbita dalla PDC si può così calcolare:

$$W_{EL} = Q_{PDC} / COP = 9.000 / 4,0 = 2.250 \text{ W}$$

Essendo tale potenza ceduta dalla PDC al fluido vettore dell'impianto, la potenza da scambiare col terreno [Q_{ter}] risulta:

$$Q_{ter} = Q_{PDC} - W_{EL} = 9.000 - 2.250 = 6.750 \text{ W}$$

Per la messa in opera degli scambiatori è pertanto richiesta una superficie di occupazione del terreno così determinabile:

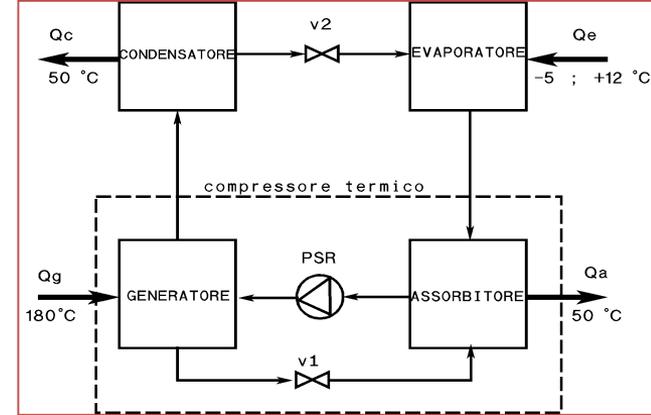
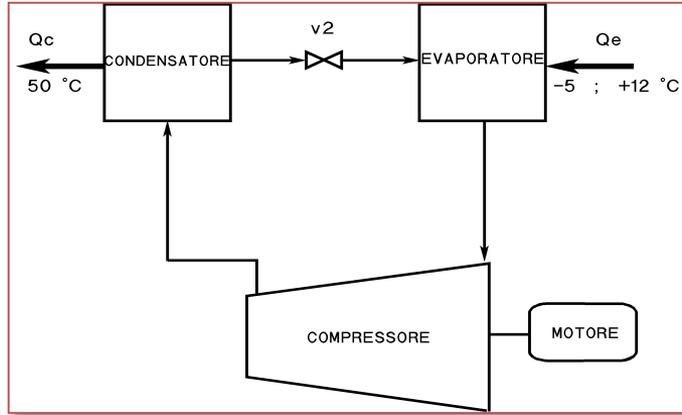
$$S = Q_{ter} / q_{ter} = 6.750 / 20 = 337,5 \text{ m}^2$$

Primo dimensionamento di Sonde Orizzontali

Superficie richiesta per scambiatori a serpentini o a chiocciola

Potenza pompa di calore [W]	Superficie richiesta [m ²] (terreno sabbioso umido 20 W/m ²)		Superficie richiesta [m ²] (terreno argilloso umido 30 W/m ²)		Potenza scambiata con il terreno [W]		Potenza elettrica assorbita dalla PDC [W]	
	COP = 3,0	COP = 4,0	COP = 3,0	COP = 4,0	COP = 3,0	COP = 4,0	COP = 3,0	COP = 4,0
5000	167	188	111	125	3333	3750	1667	1250
5500	183	206	122	138	3667	4125	1833	1375
6000	200	225	133	150	4000	4500	2000	1500
6500	217	244	144	163	4333	4875	2167	1625
7000	233	263	156	175	4667	5250	2333	1750
7500	250	281	167	188	5000	5625	2500	1875
8000	267	300	178	200	5333	6000	2667	2000
8500	283	319	189	213	5667	6375	2833	2125
9000	300	338	200	225	6000	6750	3000	2250
9500	317	356	211	238	6333	7125	3167	2375
10000	333	375	222	250	6667	7500	3333	2500
11000	367	413	244	275	7333	8250	3667	2750
12000	400	450	267	300	8000	9000	4000	3000
13000	433	488	289	325	8667	9750	4333	3250
14000	467	525	311	350	9333	10500	4667	3500
15000	500	563	333	375	10000	11250	5000	3750
16000	533	600	356	400	10667	12000	5333	4000

Differenze fra PdC a Compressione ed ad Assorbimento



I gruppi frigoriferi ad assorbimento non utilizzano compressori elettrici per compiere il ciclo frigorifero.

Conseguenza:

Un gruppo frigorifero a compressori da 500 kW frigoriferi, mediamente, assorbe una potenza elettrica di 170/180 kW mentre un gruppo frigorifero ad assorbimento da 500 kW frigoriferi assorbe soltanto 4,5 kW di potenza elettrica.

Miscele usate nelle macchine ad assorbimento

($\text{H}_2\text{O} + \text{NH}_3$)
ACQUA E AMMONIACA

(Fluido refrigerante l'Ammoniaca)

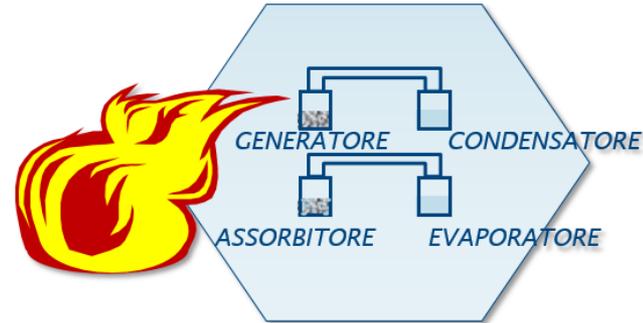
($\text{H}_2\text{O} + \text{LiBr}$)
ACQUA E BROMURO DI LITIO

(fluido refrigerante l'Acqua)
Solo per temperature maggiori di 0 °C

Macchine Frigorifere ad assorbimento

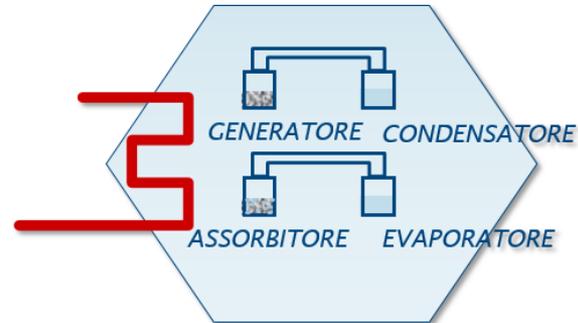
ASSORBITORI DIRETTI:

- GAS NATURALE
- GPL

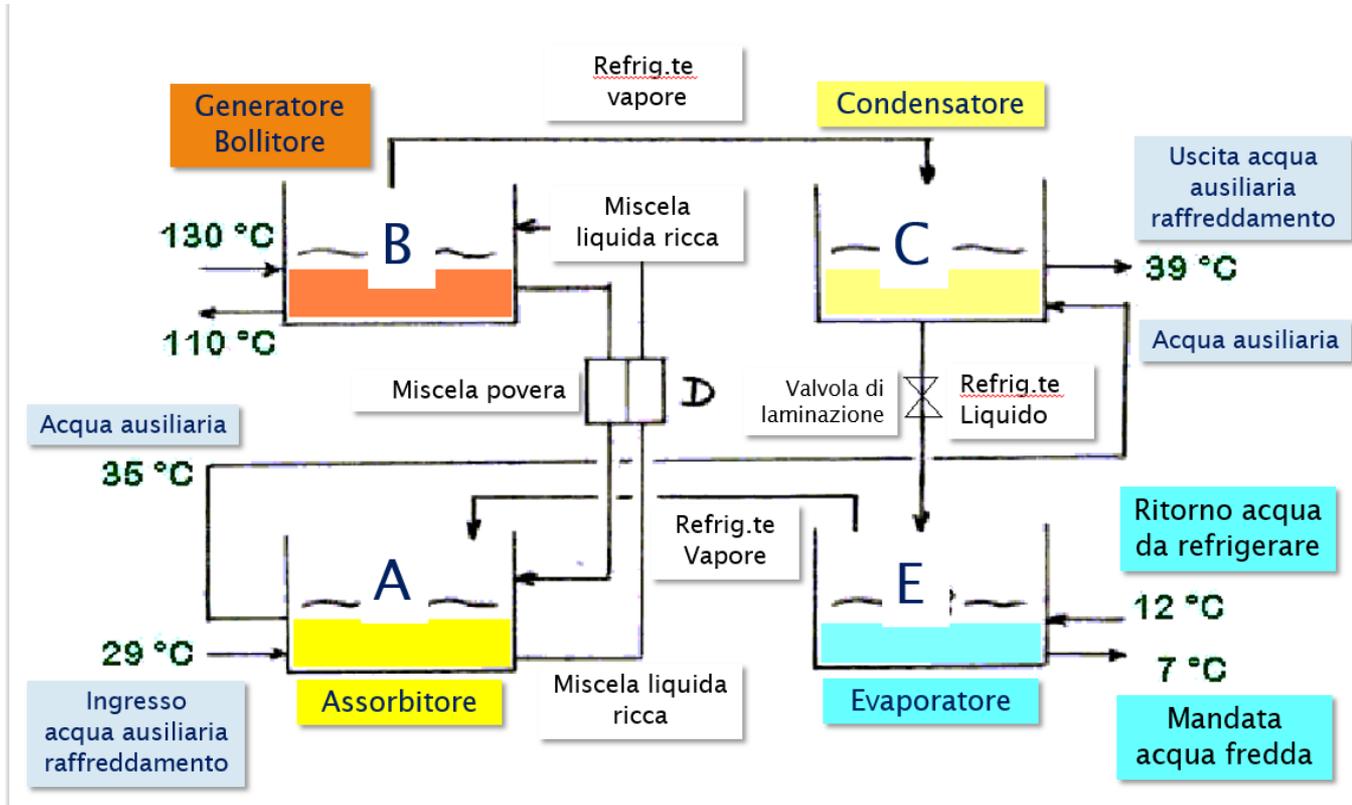


ASSORBITORI INDIRETTI:

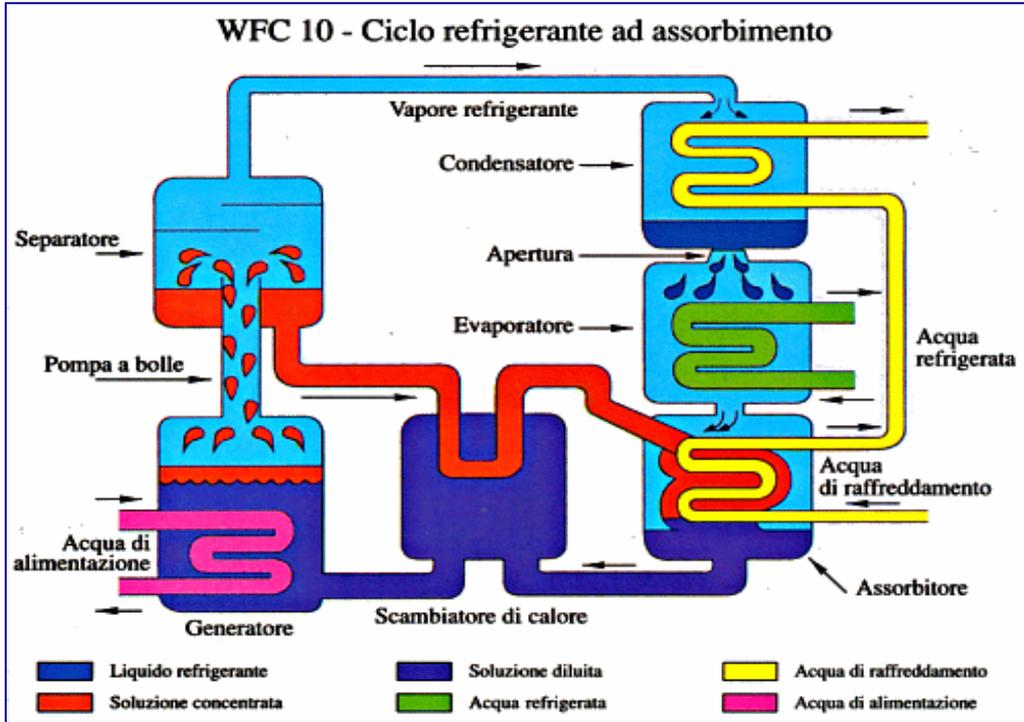
- VAPORE (8 bar 180°C)
- H₂O SURRISCALDATA (130°C)
- H₂O CALDA (85°C)



Macchina Frigorifera ad Assorbimento



Macchina Frigorifera ad Assorbimento



CICLO REFRIGERANTE AD ASSORBIMENTO

Acqua-Bromuro di litio produttore YAZAKI (Maya)

Ciclo Refrigerante ad Assorbimento

Generatore ad alta temperatura:

Il bruciatore a gas riscalda la soluzione diluita di bromuro di litio contenuta nel generatore ad alta temperatura ed il processo di ebollizione fa sì che il vapore refrigerante, ricco di piccole gocce di soluzione di bromuro di litio a media concentrazione, arrivi al separatore principale.

La soluzione di bromuro di litio viene raccolta e preraffreddata passando attraverso uno scambiatore di calore, prima di venire immessa nel generatore a bassa temperatura.

Generatore a bassa temperatura:

Il vapore refrigerante caldo proveniente dal separatore, riscalda nuovamente la soluzione di bromuro di litio a media concentrazione contenuta nel generatore a bassa temperatura.

Quindi, il vapore refrigerante va al condensatore, mentre la soluzione concentrata di bromuri di litio, così ottenuta, è anch'essa preraffreddata dallo scambiatore di calore prima di affluire all'assorbitore.

Condensatore:

Il vapore refrigerante perviene al condensatore dove condensa sulla superficie delle serpentine del circuito di raffreddamento. Il calore di condensazione è rimosso dall'acqua di raffreddamento ed espulso attraverso la torre di evaporazione. Il liquido refrigerante, raccolto nel condensatore, passa quindi nell'evaporatore attraverso un'apposita apertura.

Evaporatore:

La pressione esistente nell'evaporatore è assai più bassa di quella del generatore e del condensatore per l'influenza esercitata dall'assorbitore. Per questo motivo il liquido refrigerante, una volta entrato nell'evaporatore, bolle ed assorbe calore evaporando sulla superficie della serpentina del circuito dell'acqua da refrigerare.

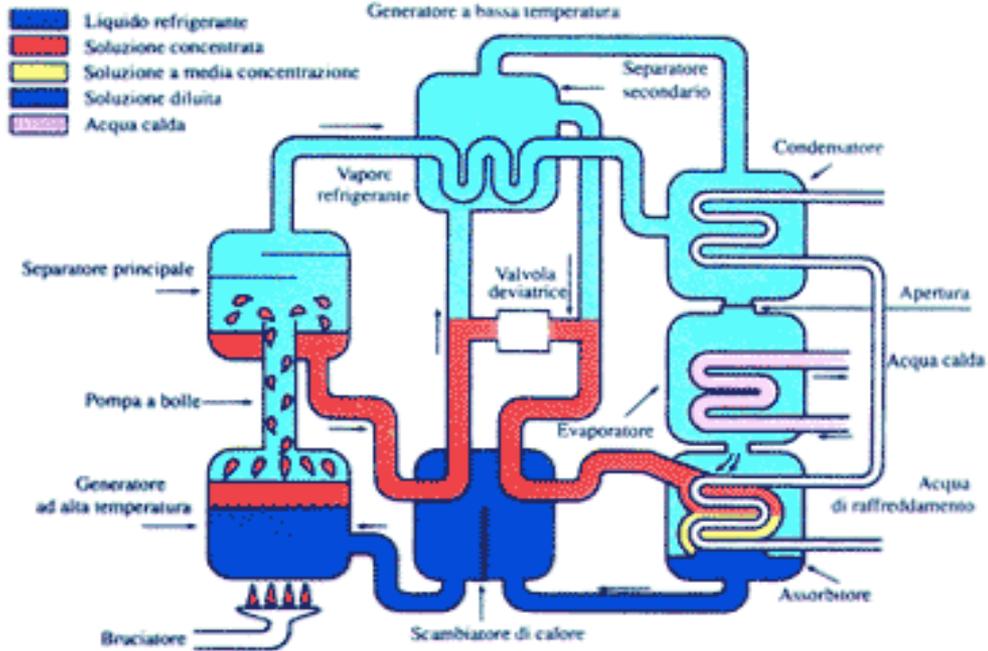
Il vapore refrigerante ottenuto fluisce quindi nell'assorbitore.

Assorbitore:

La bassa pressione nell'assorbitore è dovuta all'affinità chimica fra la soluzione concentrata di bromuro di litio proveniente dal separatore ed il vapore di refrigerazione che si forma nell'evaporatore. Il vapore refrigerante viene assorbito dalla soluzione concentrata di bromuro di litio mentre quest'ultima lambisce la superficie della serpentina dell'assorbitore. Il calore di condensazione e di diluizione è rimosso dall'acqua di raffreddamento. La soluzione diluita di bromuro di litio è poi preriscaldata nello scambiatore di calore prima di ritornare nel generatore.

Macchina Frigorifera ad Assorbimento

CICLO RISCALDANTE



CICLO RISCALDANTE AD ASSORBIMENTO

Acqua-Bromuro di Litio, produttore YAZAKI (Maya)

Ciclo Riscaldante ad Assorbimento

Generatore ad alta temperatura:

La soluzione bolle nel generatore e vapore e soluzione concentrata di bromuro di litio vengono spinte verso il separatore, analogamente a quanto avviene nel ciclo frigorifero.

Evaporatore:

Non essendoci circolazione di acqua nel circuito di raffreddamento, il vapore generato perviene direttamente all'evaporatore, dove condensa sulla serpentina del circuito dell'acqua da riscaldare. Il calore di condensazione prodotto viene rimosso dall'acqua circolante nella serpentina.

Assorbitore:

La soluzione concentrata di bromuro di litio proveniente dal separatore si mescola con il liquido proveniente dall'evaporatore e si diluisce prima di tornare al generatore.

Taglia delle Macchine ad Assorbimento

I gruppi refrigeranti ad acqua calda risultano indicati in tutti i casi in cui è disponibile acqua a temperature comprese fra 80° e 100°, quali, ad esempio, impianti di cogenerazione, di processo industriale, di teleriscaldamento, a recupero di calore, a collettori solari, eccetera. Il rendimento frigorifero - COP - è particolarmente elevato e può arrivare sino a un valore di 0,74.

Compatti e silenziosi, non necessitano di frequenti interventi di manutenzione e non sono inquinanti perché impiegano come fluido termovettore una soluzione di bromuro di litio in acqua.

I gruppi sono disponibili con gamma di potenze per soddisfare le esigenze di impiego diverse:

1. Modulabili da 34,9 kW a 174,5 kW, con acqua refrigerata a 9°C;
2. Modulabili da 106 KW A 530 KW, con acqua refrigerata a 7°C;

La gamma è molto ampia e copre potenze frigorifere fino a 5000 kW.

Macchine Frigorifere ad Assorbimento

- Le miscele più impiegate sono ACQUA (fluido frigorifero) /BROMURO DI LITIO (assorbente) o AMMONIACA (fluido frigorifero) / ACQUA (assorbente)
- Il COP di riferimento è 0,7 per gli assorbitori monostadio e 1 per quelli bistadio.
- Nel periodo invernale dagli assorbitori diretti può essere ottenuta acqua calda a 60 °C con un rendimento paragonabile a quello di una caldaia.
- Gli assorbitori indiretti se alimentati con acqua calda a 85°C o acqua surriscaldata a 130°C sono di tipo monostadio e hanno COP = 0,7.
- Se è disponibile vapore a 8 bar (180°C) possono essere utilizzati assorbitori bistadio con COP = 1

PRESTAZIONI DICHIARATE DI ALCUNI TIPI DI VECCHIE MACCHINE A COMPRESSIONE COMMERCIALI

TIPO	COP raffreddamento	COP riscaldamento
Aria-Aria (1)	2.5 (27°C 65 % UR ; 35 °C 50% UR)	3 (7°C 87 % UR ; 20 °C)
Aria-Acqua (2)	2.3 (7-12°C ; 35 °C)	3.2 (7°C ; 40-45 °C)
Acqua-Acqua (2)	3.6 (7-12°C ; 30-35 °C) 2.9 (7-12°C ; 40-45 °C)	4.5 (7-12°C ; 30-35 °C) 3.8 (7-12°C ; 40-45 °C)
Aria-Acqua (GAS) (2) + Prod. Acqua Calda 70°C	1.16 (7-12°C ; 35 °C)	2.24 (7°C ; 45-50 °C) 2.92

PRESTAZIONI DICHIARATE DI ALCUNI TIPI DI MACCHINE AD ASSORBIMENTO COMMERCIALI

TIPO	Raffreddamento	Riscaldamento
ACQUA-AMMONIACA Aria-Acqua (Robur)	0.73 (7-12 °C ; 35 °C)	0.91 (.. caldaia)
ACQUA-BROMURO DI LITIO Monostadio (Acqua Calda 88 °) Acqua-Acqua (2)	0.7 (7-12 °C ; 29.5-35.5 °C)	-----
ACQUA-BROMURO DI LITIO Bistadio (Gas) Acqua-Acqua (Yakaki)	1 (7-12 °C ; 29.5-35.5 °C)	0.92 (.. caldaia)

Dott. Nicola Cantagallo

ENEA – DTEE

Tel. 071-34664

Email: nicola.cantagallo@enea.it



1101 0110 1100
0101 0010 1101
0001 0110 1110
1101 0010 1101
1111 1010 0000

