



Sistemi polivalenti idronici a doppio ciclo e ciclo transcritico di nuova generazione.

Milano, 20 settembre 2012



Pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria: tecnologie a confronto

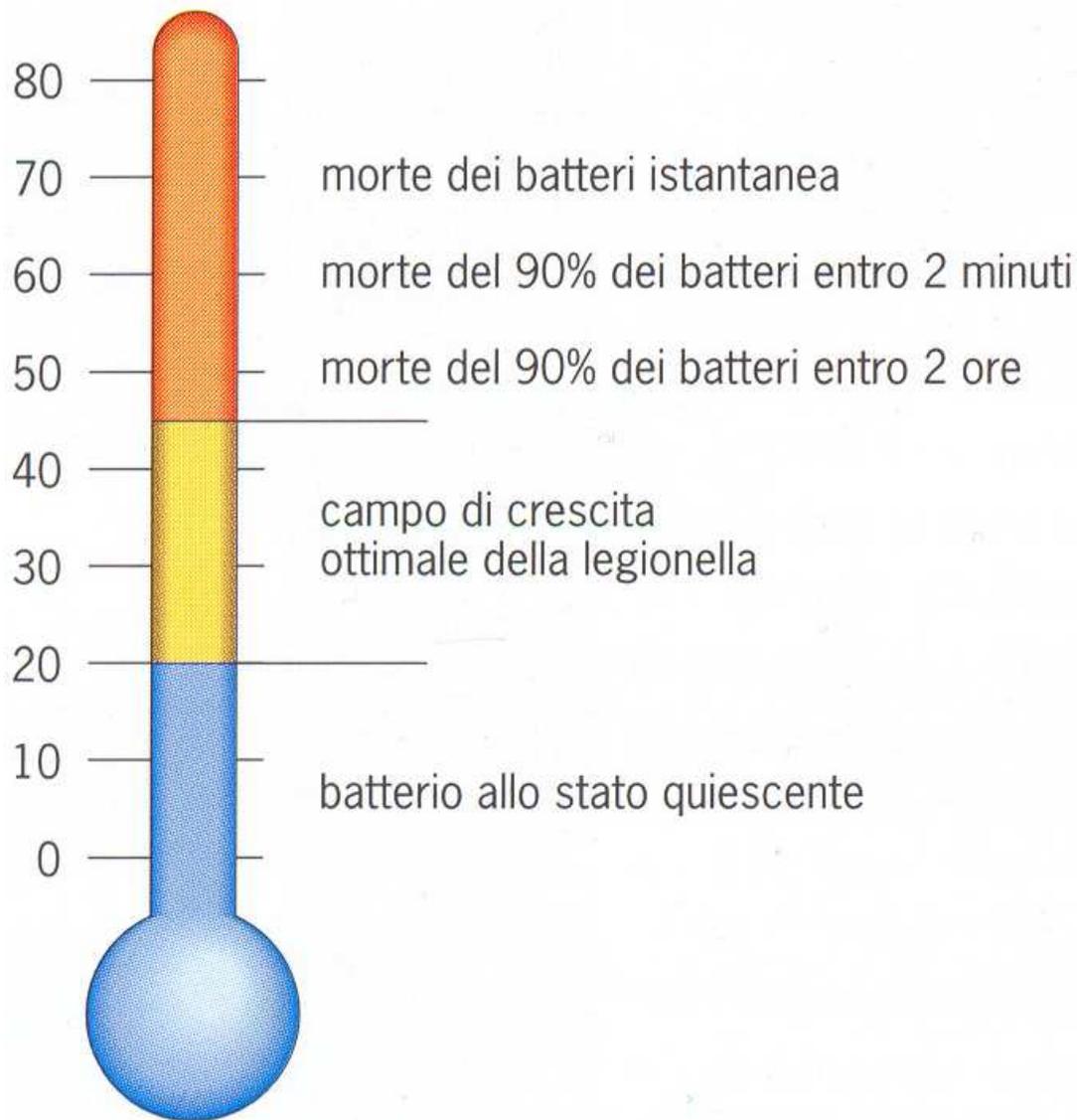
Luca Molinaroli

Dipartimento di Energia – Politecnico di Milano

D.P.R. 412/93

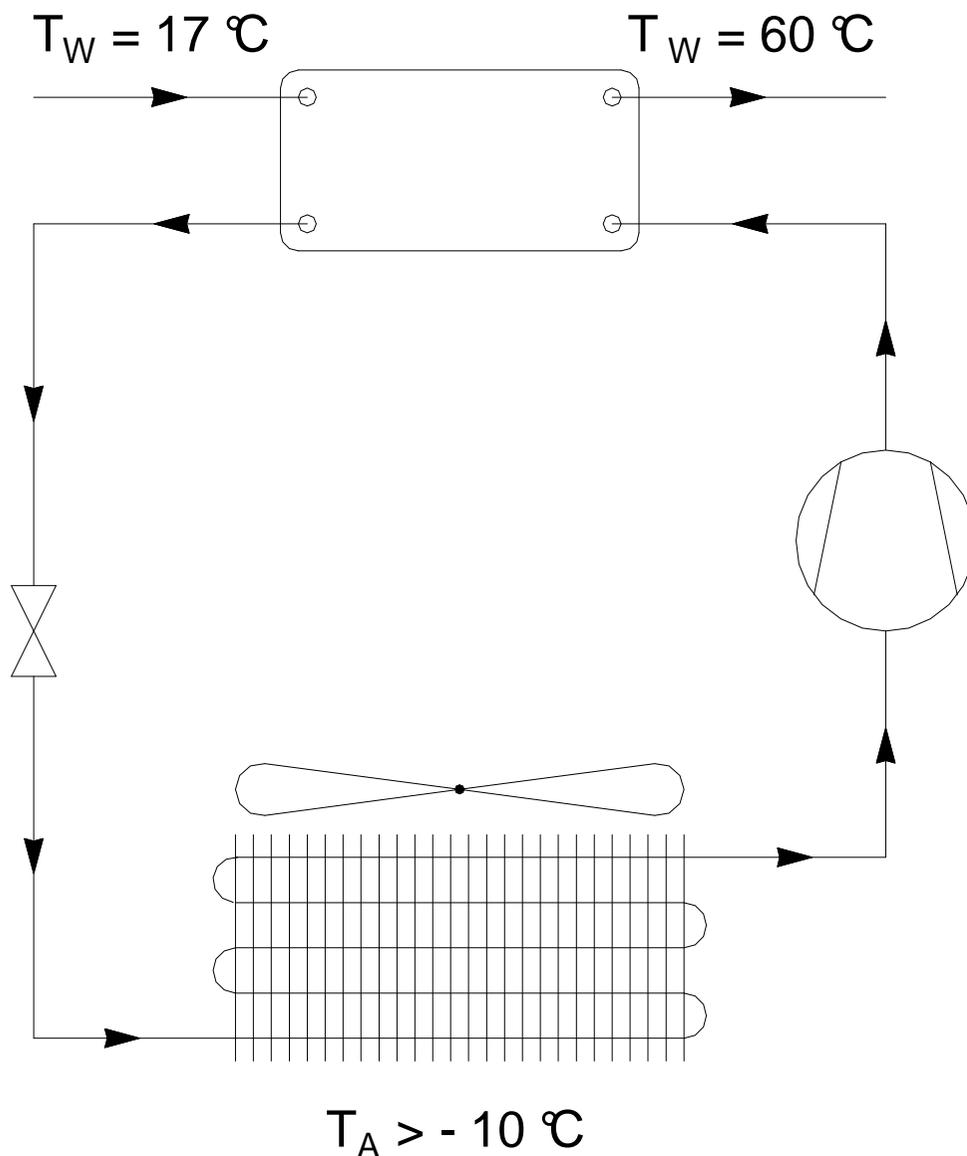
“Negli impianti termici di nuova installazione e in quelli sottoposti a ristrutturazione, i generatori di calore destinati alla produzione centralizzata di acqua calda per usi igienici e sanitari per una pluralità di utenze di tipo abitativo ... *omissis* ... devono disporre di un **sistema di accumulo** dell'acqua calda ... *omissis* ... e devono essere progettati e condotti in modo che la temperatura dell'acqua, misurata nel punto di immissione della rete di distribuzione, **non superi i 48 °C, +5 °C di tolleranza.**”

Legionella



La temperatura di accumulo di 48 °C è ottimale per la proliferazione del batterio della Legionella → occorre accumulare acqua calda a temperature superiori, almeno pari a 60 °C.

Pompe di calore aria-acqua



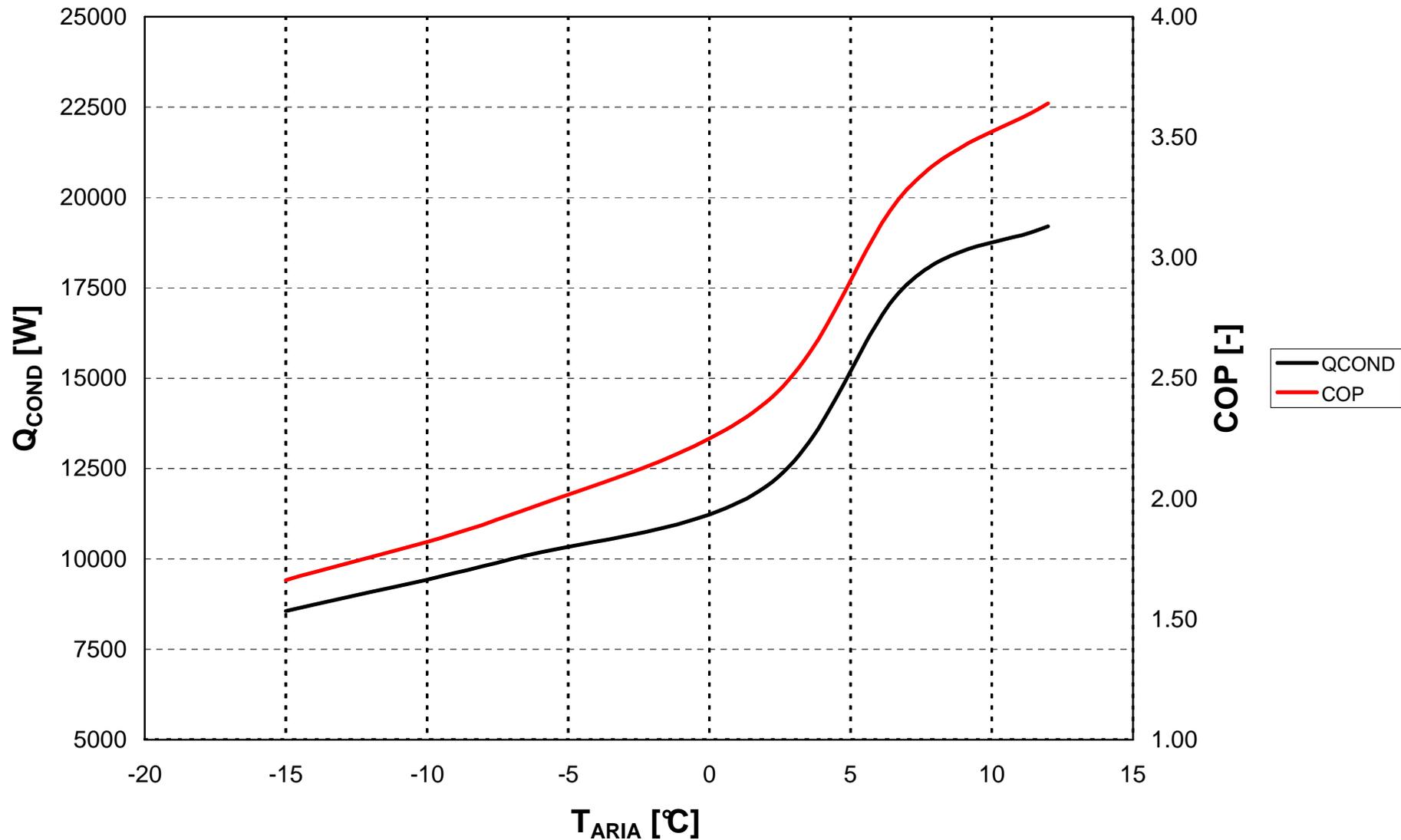
- Produzione di acqua calda a $T_W = 60\text{ °C}$ (da immettere in un accumulato).
- Utilizzo di aria all'evaporatore.
- Architettura di macchina semplice.

Pompe di calore aria-acqua

Problematiche:

1. COP e Q_{COND} fortemente dipendenti dalla temperatura dell'aria esterna.
2. COP e Q_{COND} diminuiscono rapidamente a causa della formazione di brina.

Pompe di calore aria-acqua

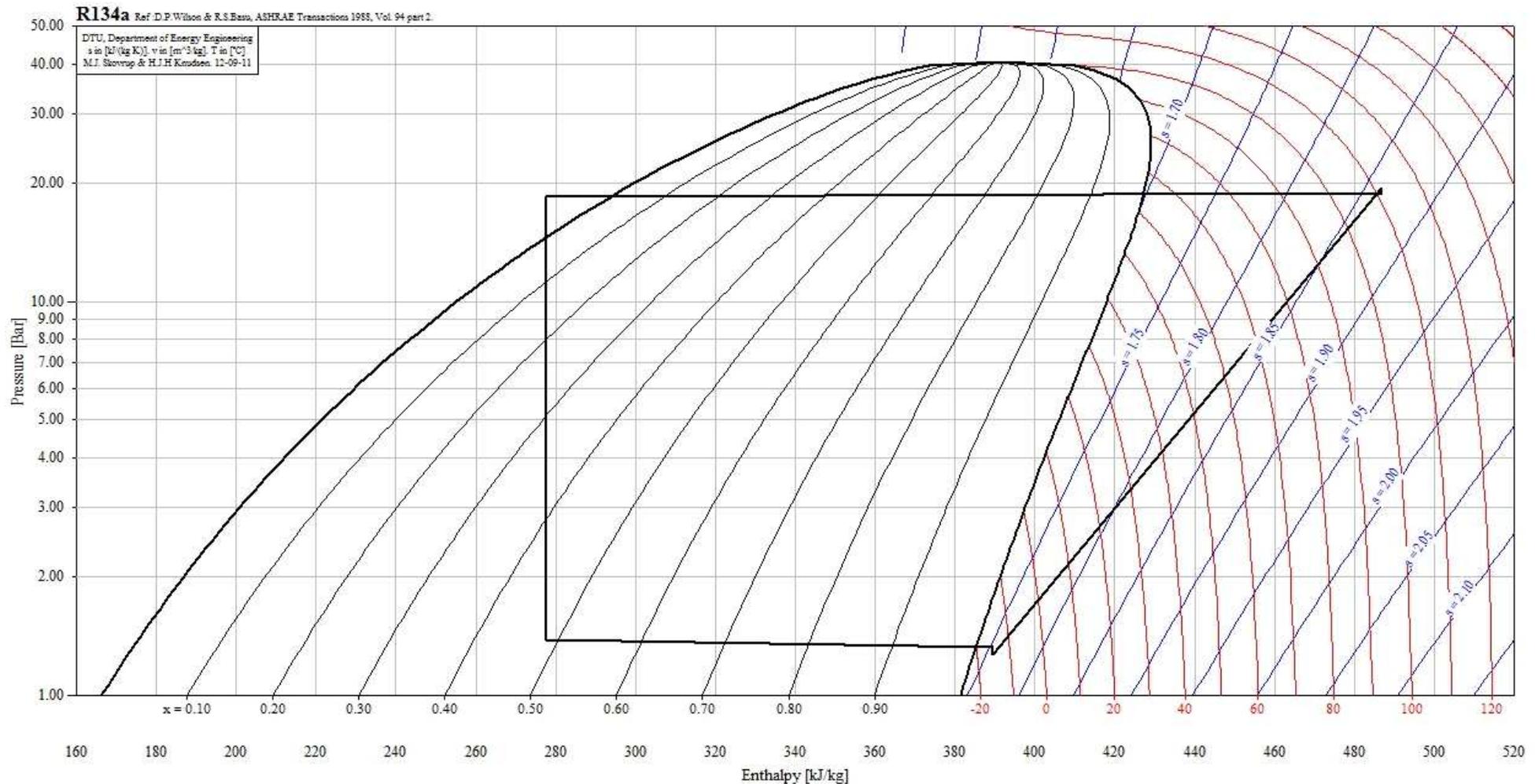


Pompe di calore aria-acqua

Problematiche:

1. COP e Q_{COND} fortemente dipendenti dalla temperatura dell'aria esterna.
2. COP e Q_{COND} diminuiscono rapidamente a causa della formazione di brina.
3. Il compressore lavora con elevati rapporti di compressione ($\beta > 8$).
4. La temperatura di mandata del compressore è molto elevata ($T > 100 \text{ }^\circ\text{C}$).

Pompe di calore aria-acqua

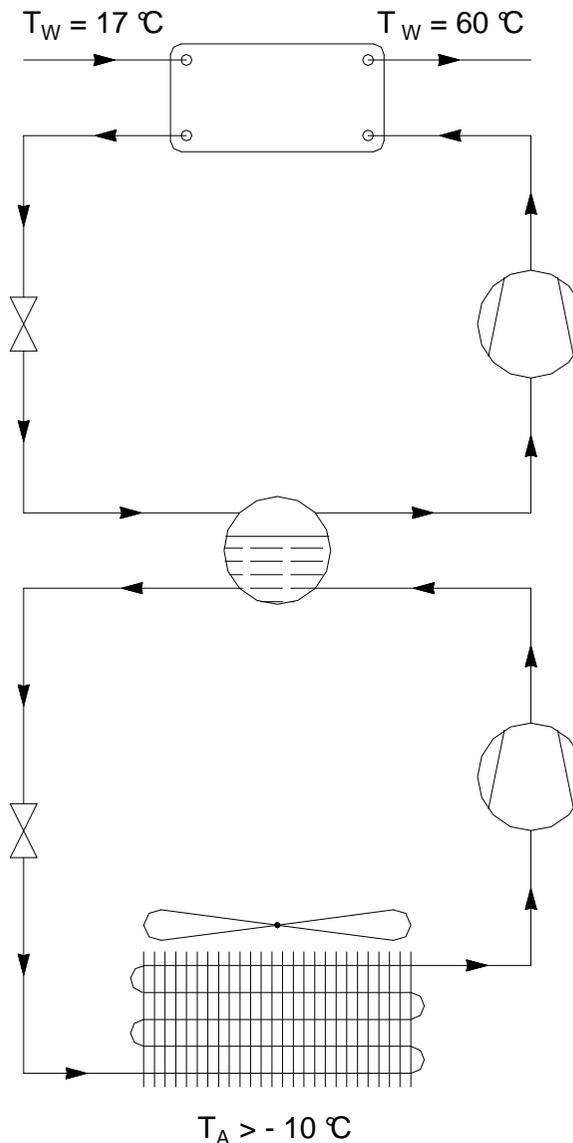


Pompe di calore aria-acqua

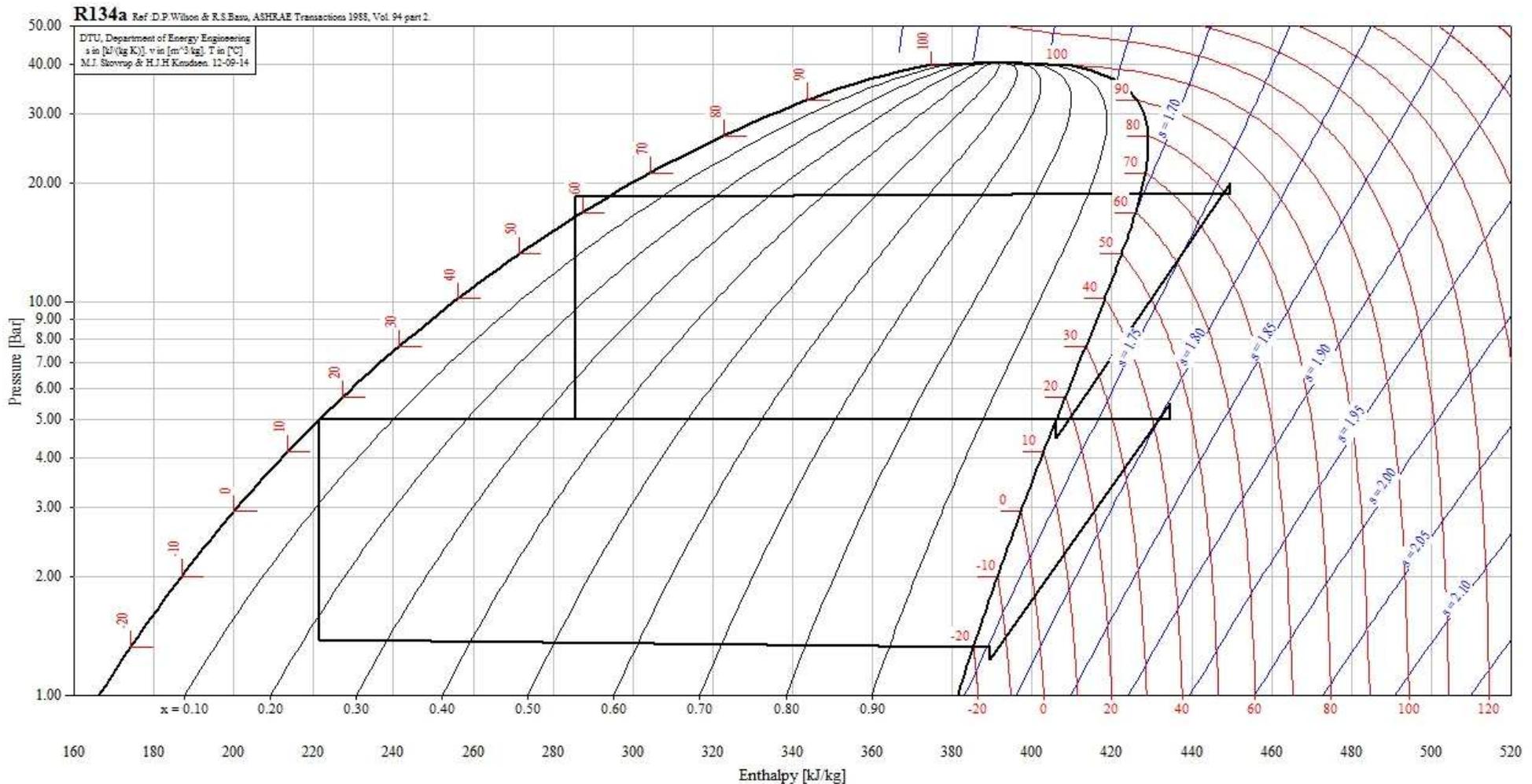
Possibili miglioramenti:

1. Intervento sull'architettura di macchina → macchina a doppio stadio di compressione.

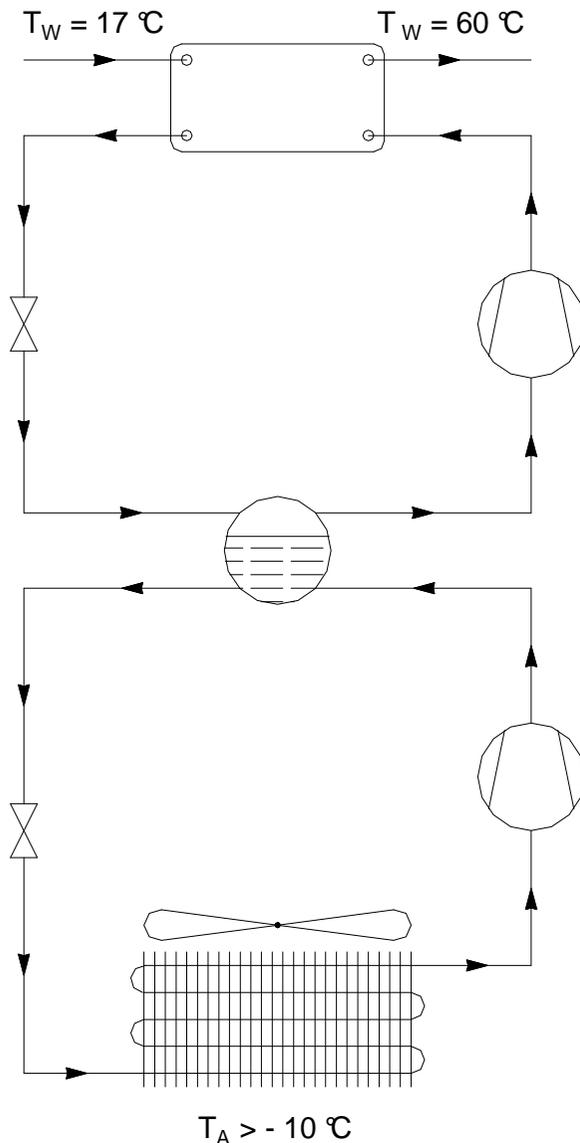
Soluzione 1 – Doppio stadio



Soluzione 1 – Doppio stadio



Soluzione 1 – Doppio stadio



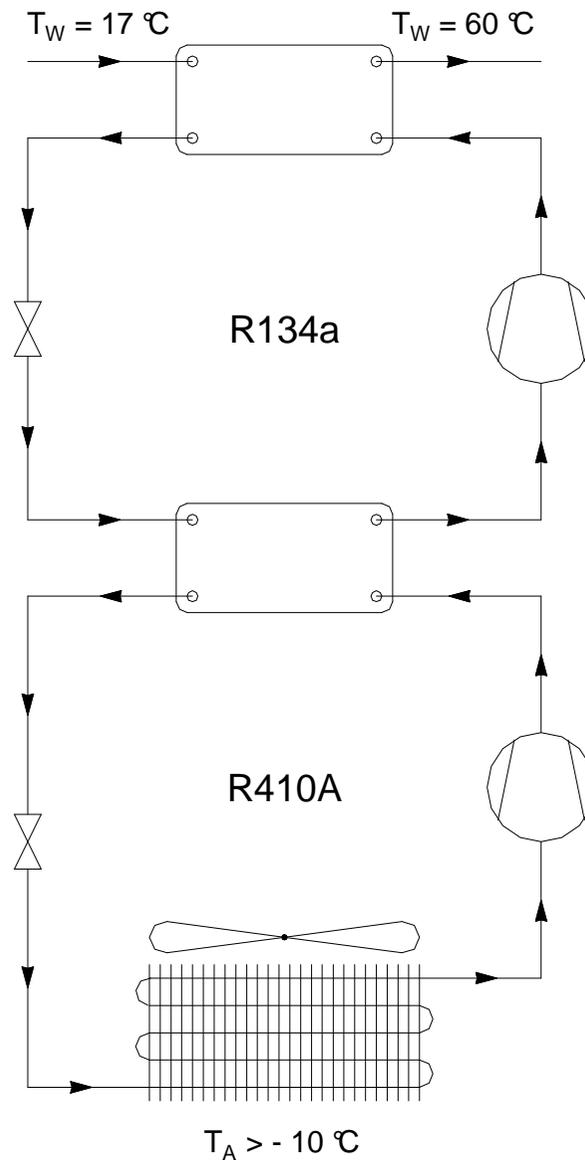
1. Architettura di macchina più complessa e costosa.
2. Unico fluido refrigerante → persa la possibilità di ottimizzazione in base alle temperature della sorgente/pozzo di calore.

Pompe di calore aria-acqua

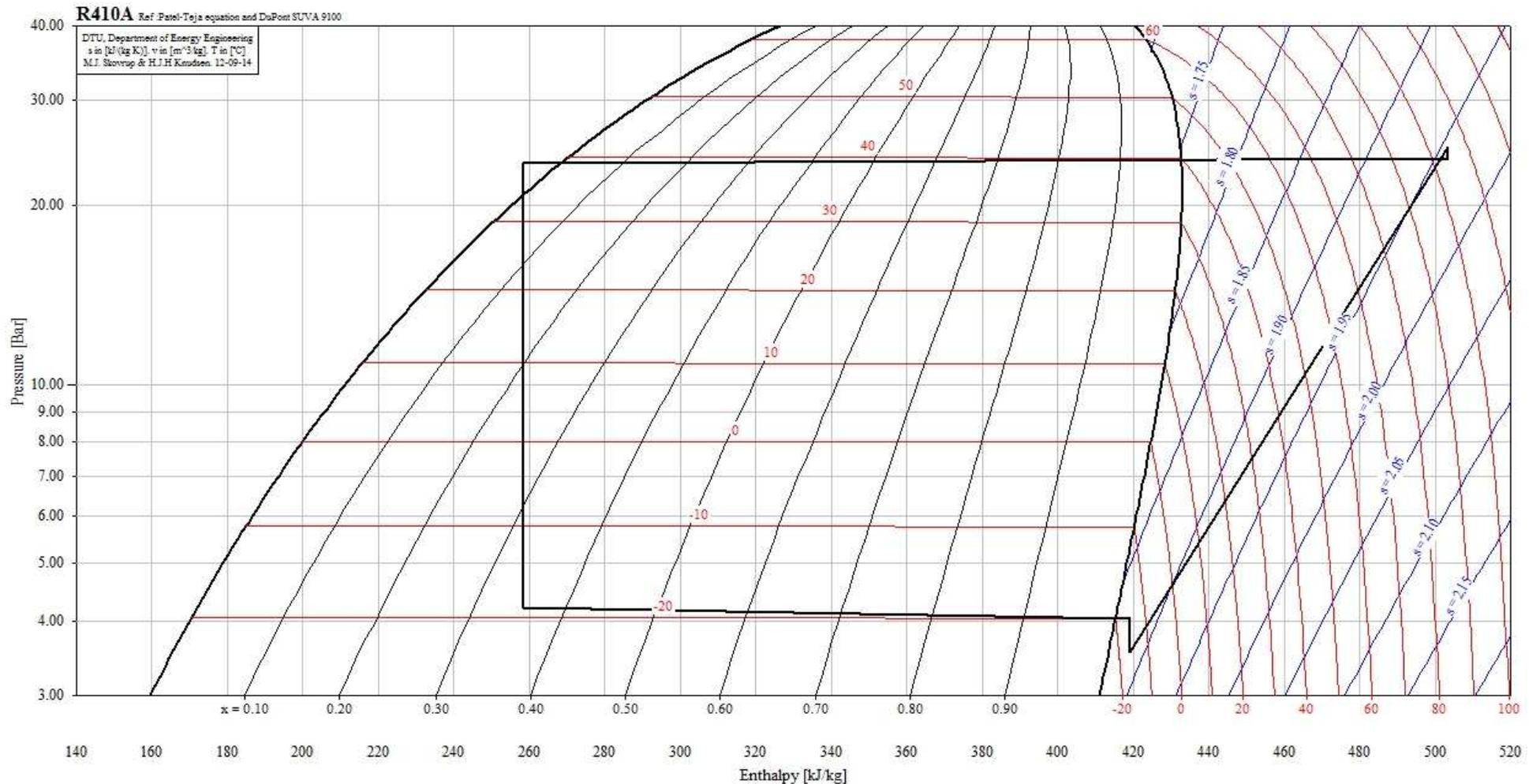
Possibili miglioramenti:

1. Intervento sull'architettura di macchina → macchina a doppio stadio di compressione.
2. Intervento sull'architettura di macchina → macchina in cascata.

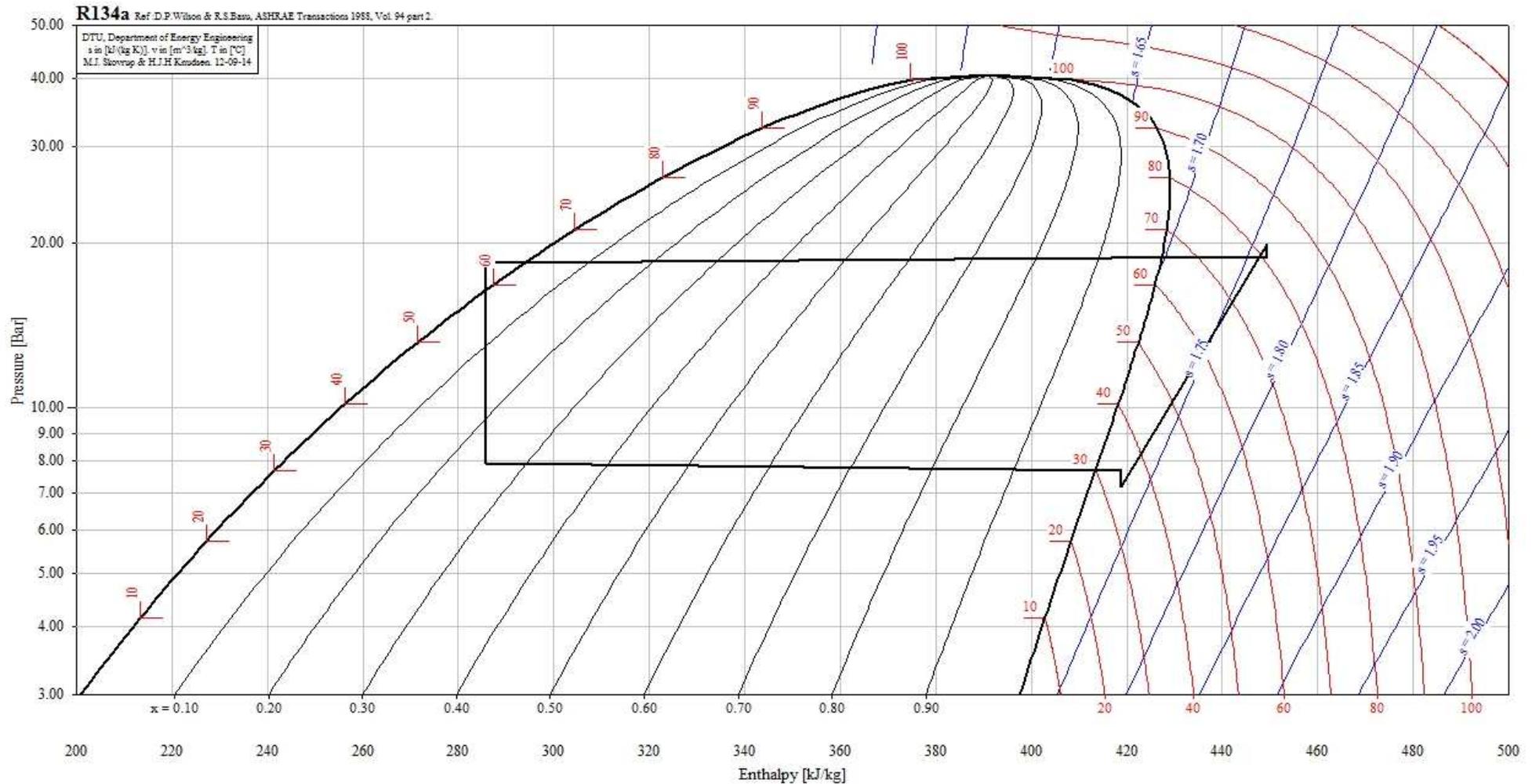
Soluzione 2 – Macchina cascata



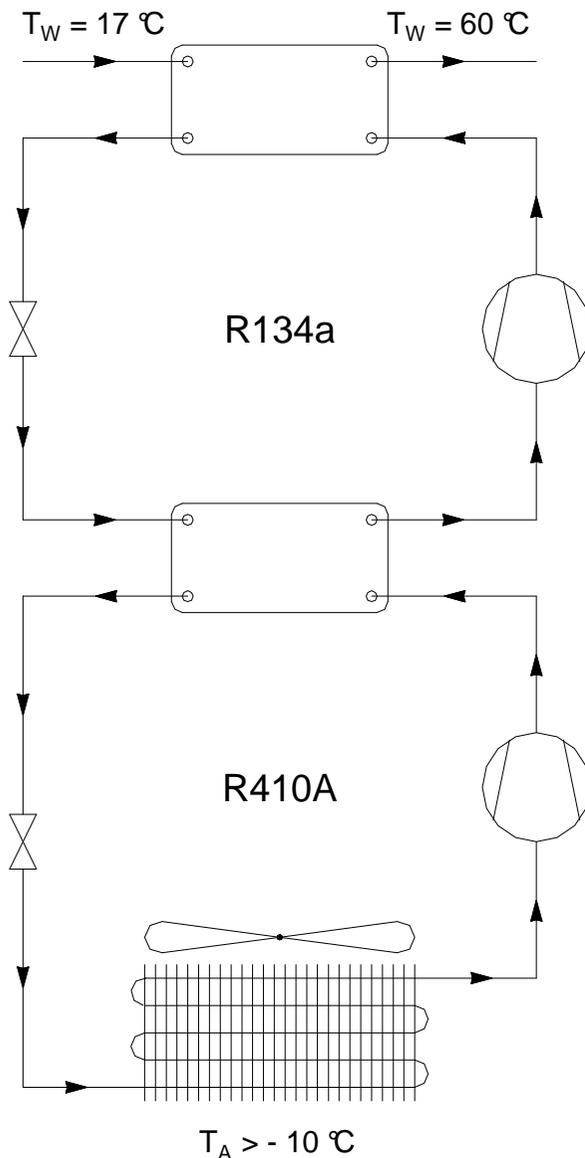
Soluzione 2 – Macchina cascata



Soluzione 2 – Macchina cascata

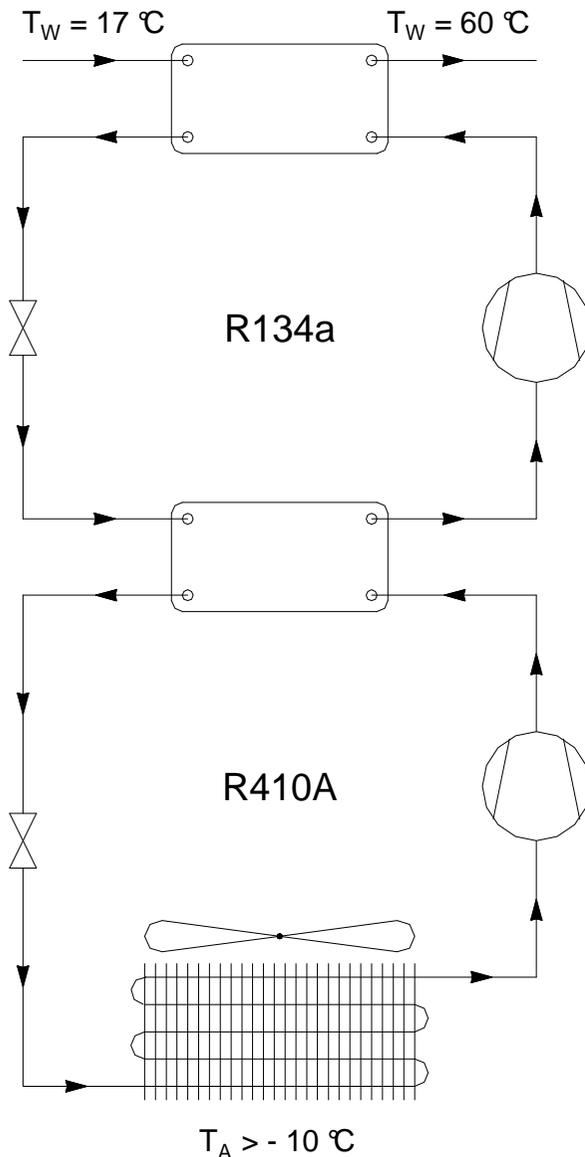


Soluzione 2 – Macchina cascata



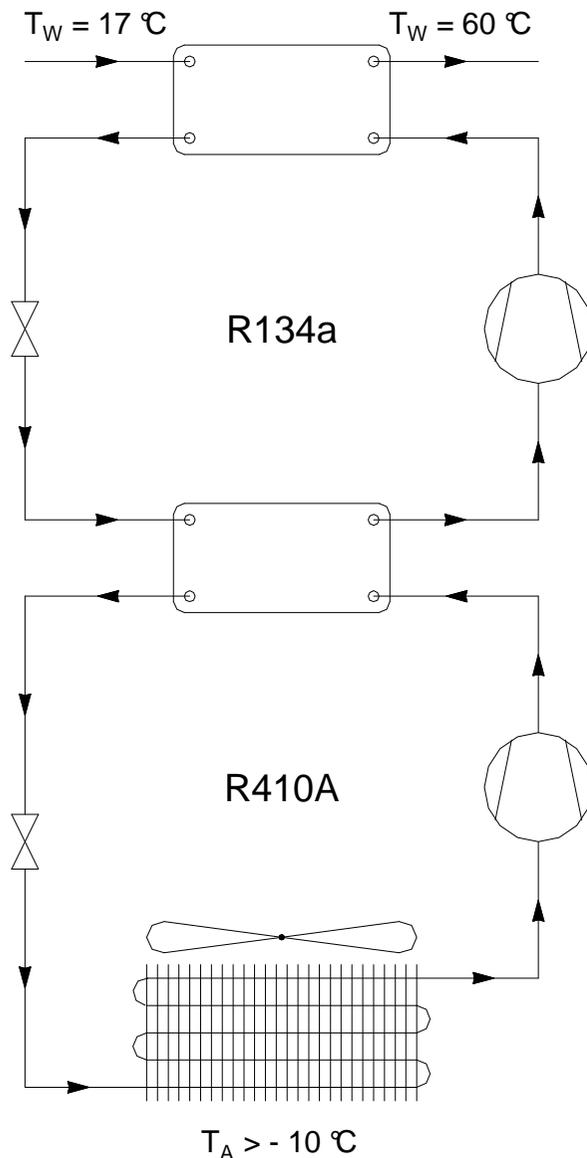
1. Due fluidi refrigeranti diversi ed ottimizzati in base alle temperature della sorgente/pozzo di calore.
2. Il lavoro di compressione globalmente diminuisce → il COP aumenta.
3. Il rapporto di compressione dei singoli compressori diminuisce → migliori rendimenti isentropici e volumetrici.

Soluzione 2 – Macchina cascata



4. La temperatura di mandata dei compressori diminuisce → estensione campo di lavoro.
5. In generale è possibile incrementare la temperatura di produzione dell'ACS ben oltre i 60 °C .
6. Potenza termica erogata dalla macchina meno sensibile alle variazioni di temperatura dell'aria.

Soluzione 2 – Macchina cascata



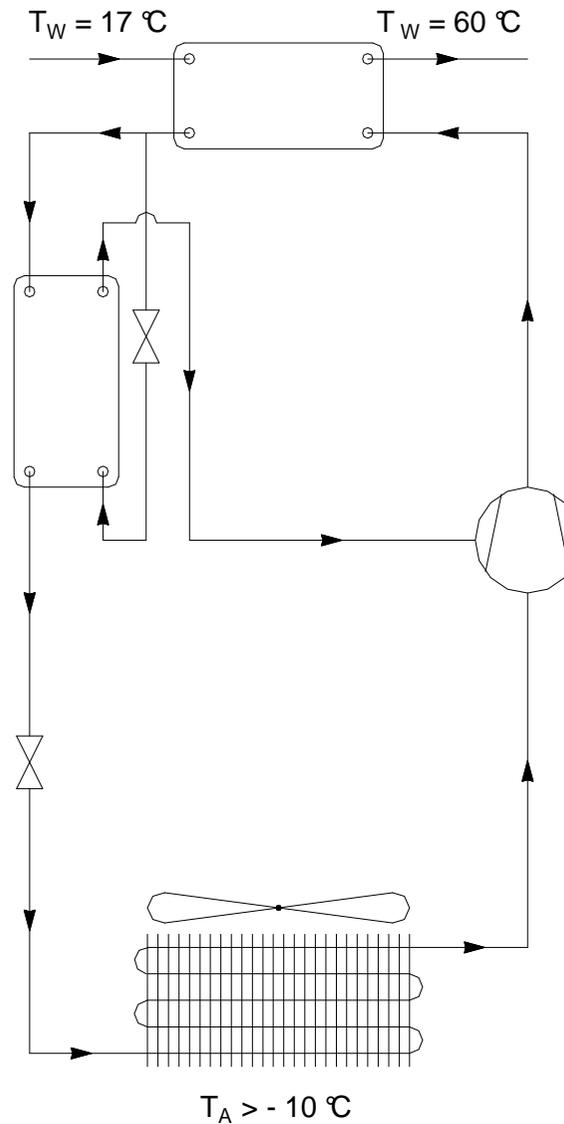
1. Architettura di macchina più complessa e costosa.
2. Potrebbe essere difficoltoso il raffreddamento del compressore della macchina “top” a causa delle maggiori temperature di evaporazione.

Pompe di calore aria-acqua

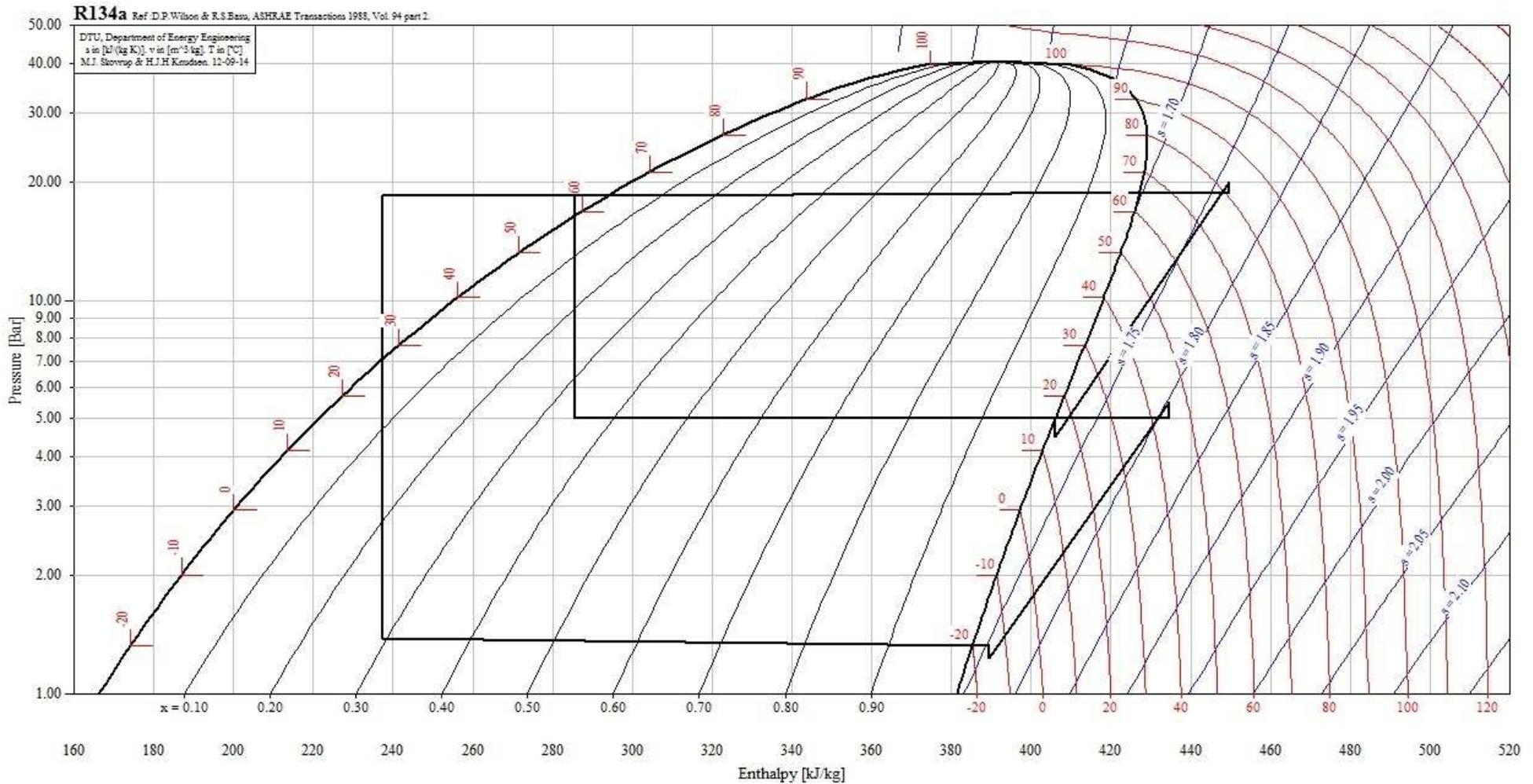
Possibili miglioramenti:

1. Intervento sull'architettura di macchina → macchina a doppio stadio di compressione.
2. Intervento sull'architettura di macchina → macchina in cascata.
3. Intervento sui componenti → impiego di compressori ad iniezione di vapore (EVI).

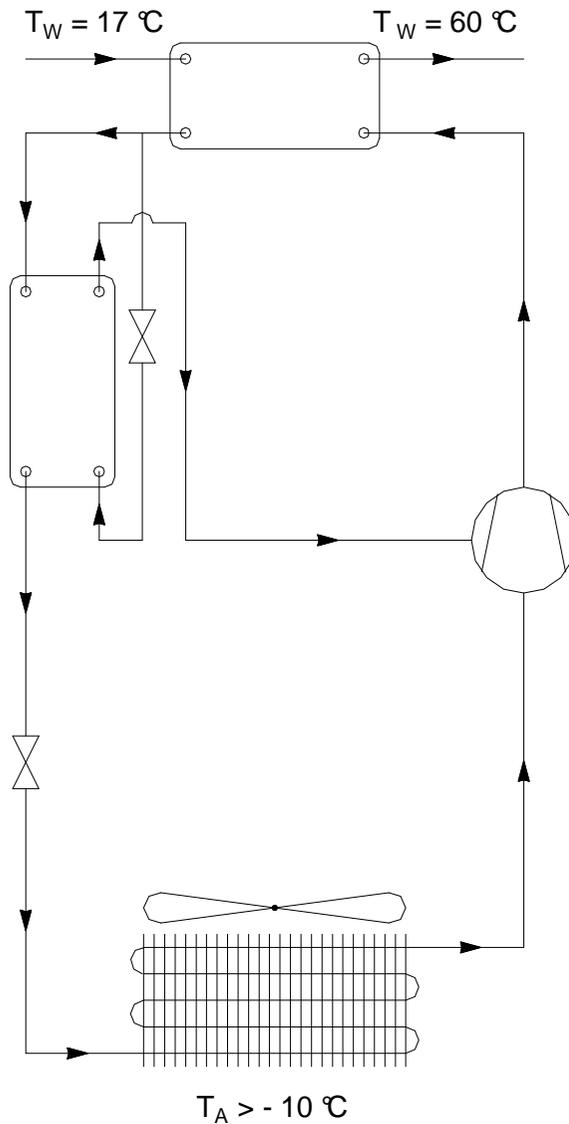
Soluzione 3 – EVI



Soluzione 3 – EVI

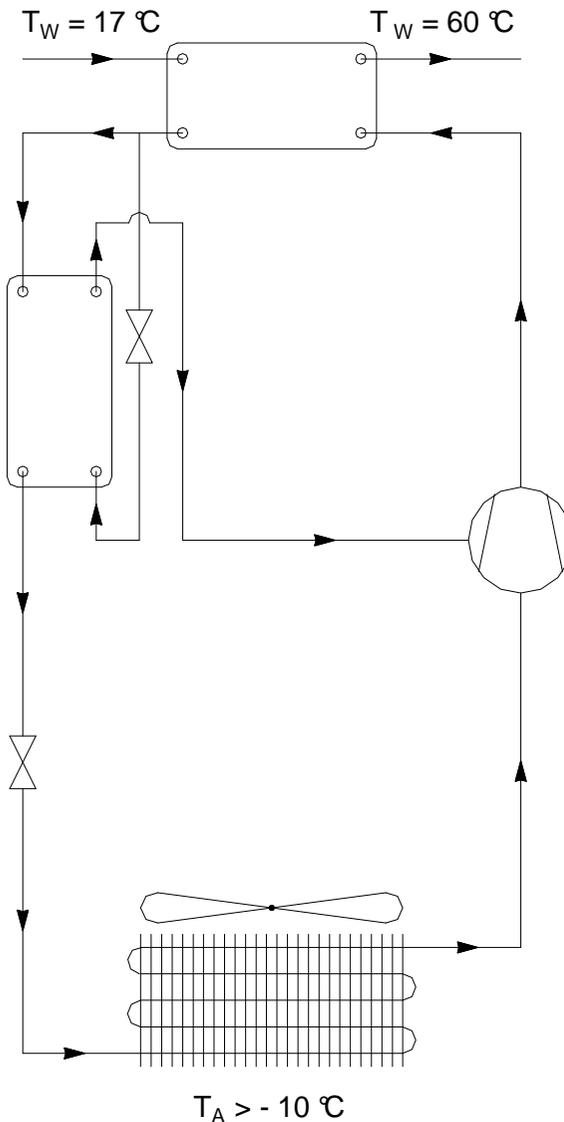


Soluzione 3 – EVI



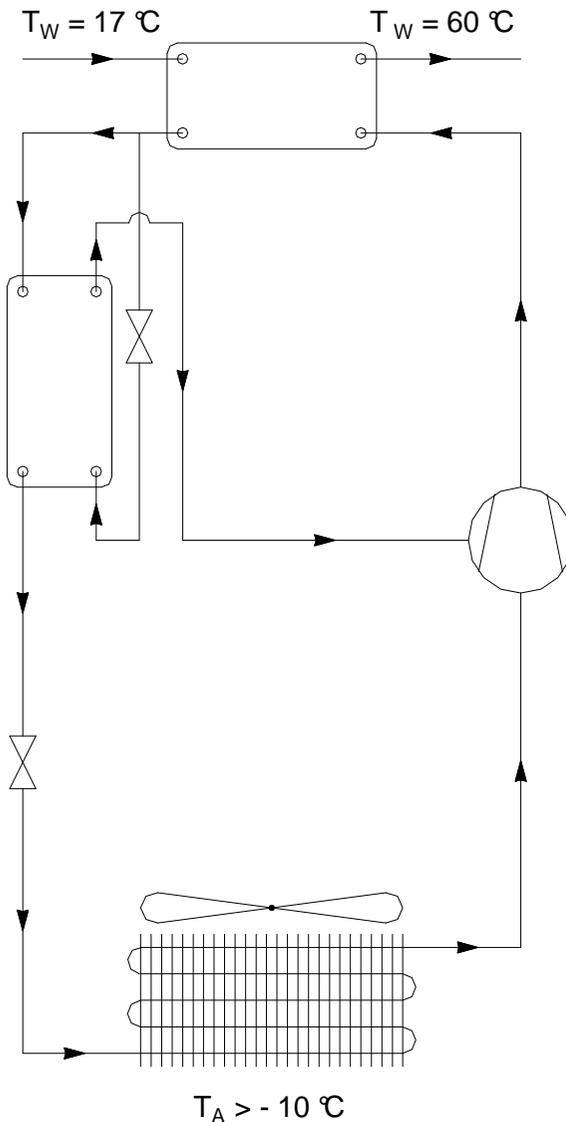
1. Il lavoro di compressione globalmente diminuisce → il COP aumenta.
2. La temperatura di mandata del compressore diminuisce → estensione campo di lavoro.
3. La potenza termica erogata dalla macchina aumenta.

Soluzione 3 – EVI



4. E' possibile modulare la potenza termica erogata (~ 25% max) variando la portata del flusso secondario.
5. In generale è possibile incrementare la temperatura di produzione dell'ACS oltre i 60 °C.

Soluzione 3 – EVI



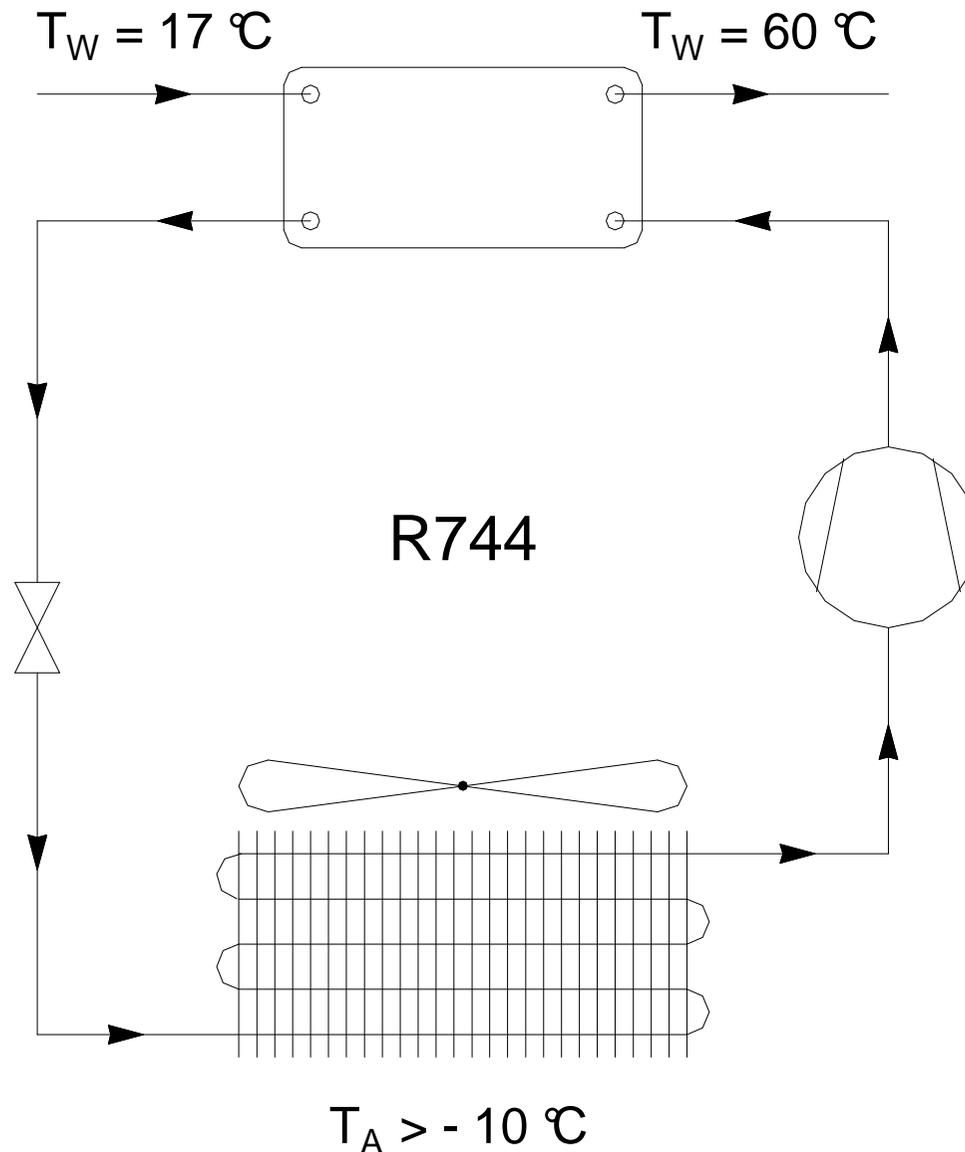
1. Architettura di macchina più complessa e costosa.
2. Occorre prestare particolare attenzione al controllo del surriscaldamento del flusso secondario in ingresso al compressore.

Pompe di calore aria-acqua

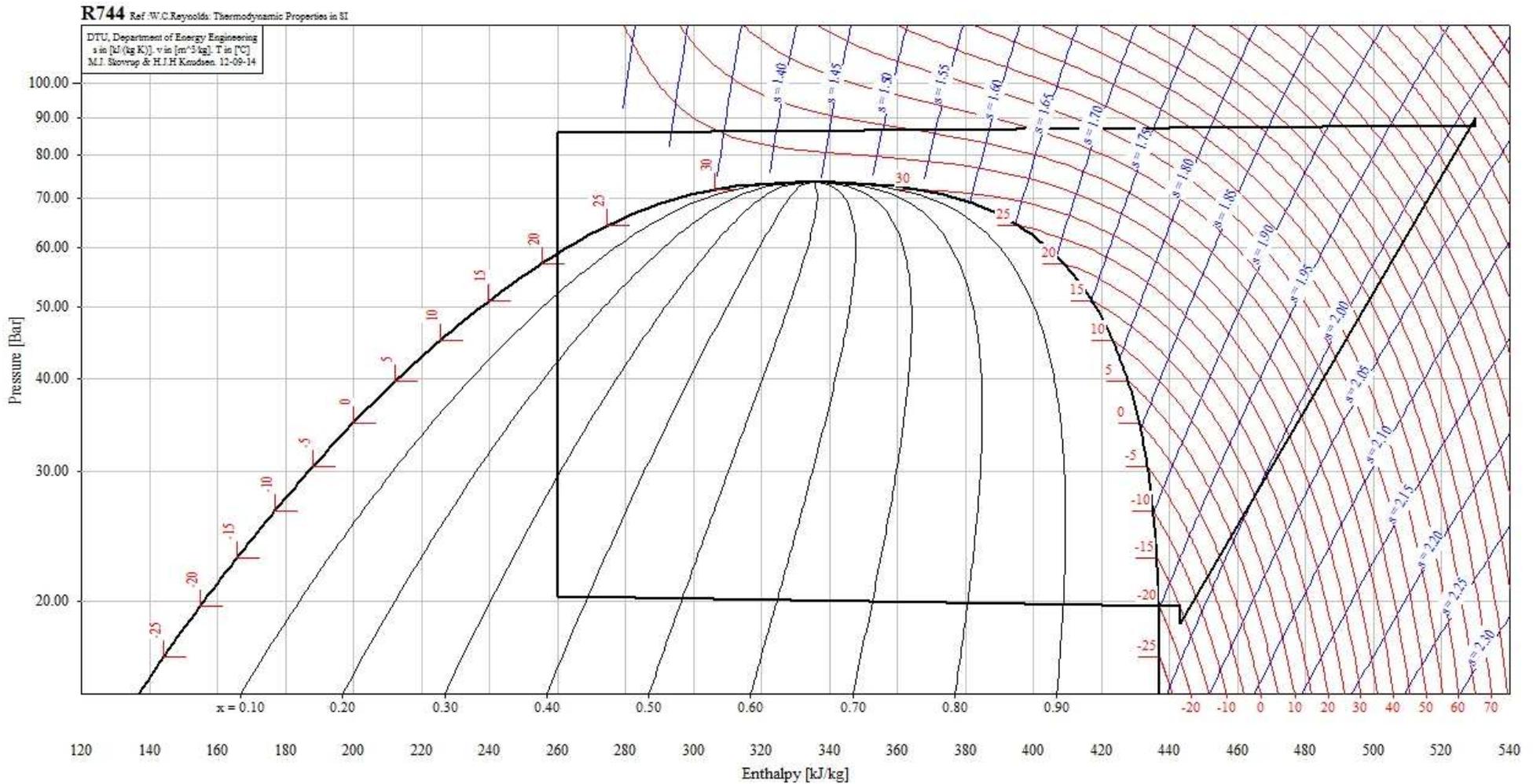
Possibili miglioramenti:

1. Intervento sull'architettura di macchina → macchina a doppio stadio di compressione.
2. Intervento sull'architettura di macchina → macchina in cascata.
3. Intervento sui componenti → impiego di compressori ad iniezione di vapore (EVI).
4. Intervento sui componenti → impiego di fluidi frigorigeni differenti → CO₂.

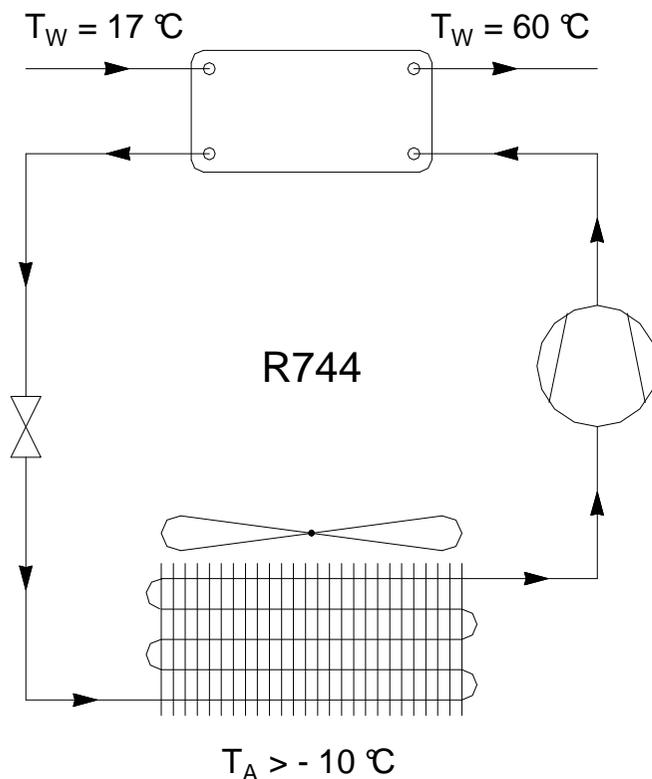
Soluzione 4 – CO₂



Soluzione 4 – CO₂



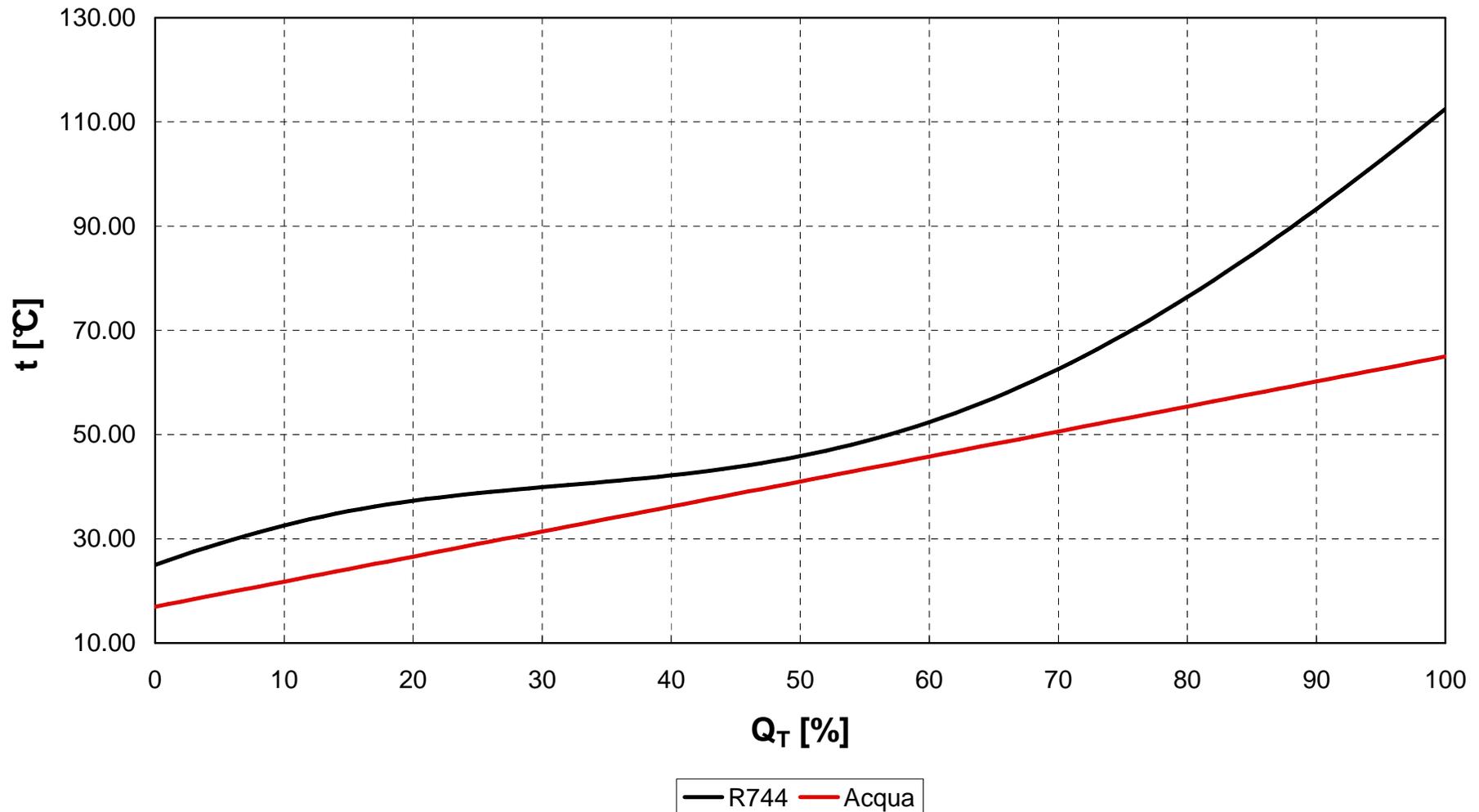
Soluzione 4 – CO₂



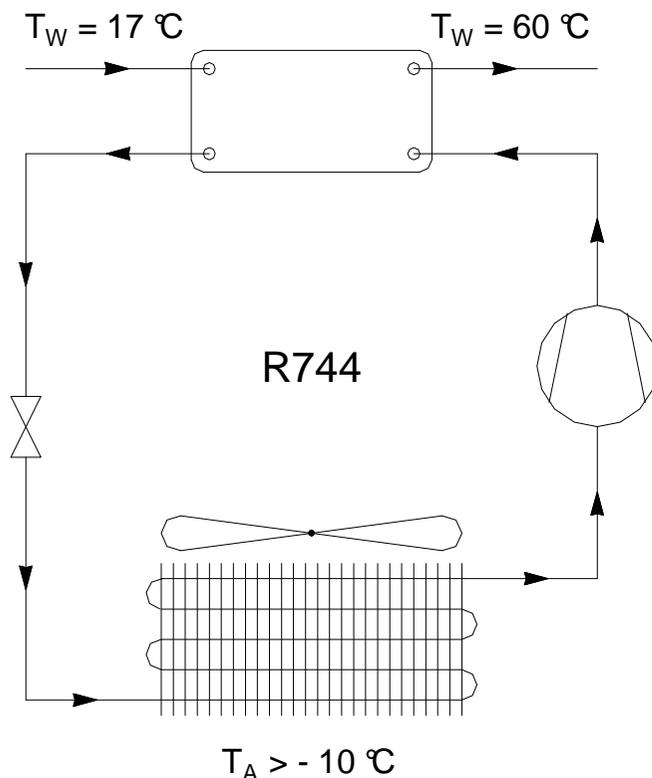
1. Ciclo di funzionamento transcritico.
2. Pressioni di lavoro elevate (anche $> 10\text{ MPa}$).
3. Processo di cessione di calore a pressione costante ma a temperatura variabile (condensatore \rightarrow gas cooler).

Soluzione 4 – CO₂

GAS COOLER



Soluzione 4 – CO₂



4. CO₂ ha ottime proprietà di scambio termico → possibile ottenere ridotti ΔT_{APP} .
5. In generale è possibile incrementare la temperatura di mandata dell'ACS oltre gli 80 °C (anche con un singolo passaggio nel gas cooler).

Conclusioni

1. Esistono diverse soluzioni, sia a livello di componenti che a livello di sistema, per migliorare le prestazioni delle pompe di calore “standard” per la produzione di ACS.
2. Tutte le soluzioni portano ad incrementi del COP ed alcune anche a contenere la riduzione della potenza termica al diminuire della temperatura dell’aria.
3. Permane comunque il problema della formazione di brina (intrinseco al funzionamento della PdC) e della gestione ottimizzata dei cicli di sbrinamento.



AiCARR

Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria Riscaldamento e Refrigerazione



GRAZIE PER L'ATTENZIONE

Le opinioni espresse dagli associati non riflettono necessariamente il parere dell'AiCARR



Cultura e Tecnica per Energia Uomo e Ambiente

POLIVALENTI IDRONICI DI NUOVA GENERAZIONE AD R744 (CO₂)



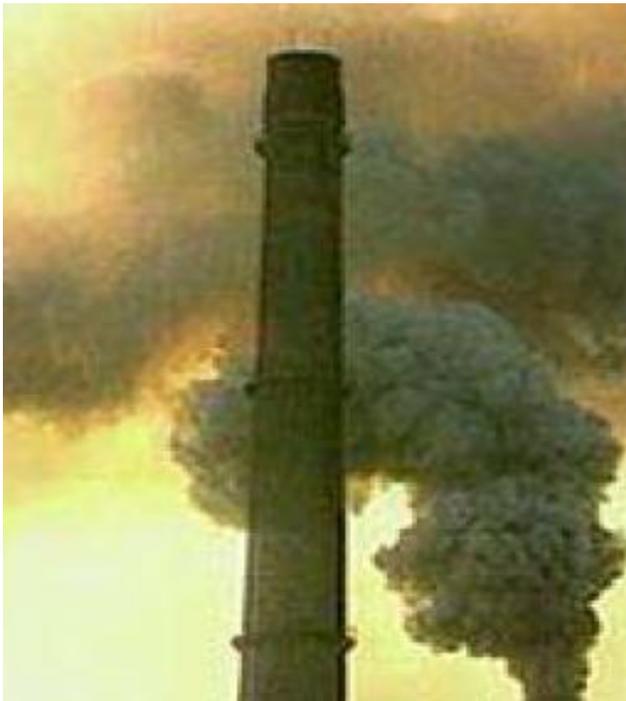
Francesco D'aurea

Responsabile R&S Thermocold



MOTIVAZIONI

I fluidi frigorigeni insieme alle emissioni di CO₂ sono i principali responsabili degli effetti devastanti sull'aumento del buco dell'ozono e dell'aumento della temperatura.



La crescente consapevolezza di tali problemi ha portato a stabilire delle riduzioni percentuali di emissioni in atmosfera di gas naturali ed artificiali prodotti da attività umane che danno luogo ad effetto serra (Protocollo di Kyoto).

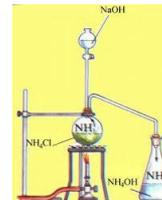


NUOVE POSSIBILITÀ

AL MOMENTO CI SONO DUE CLASSI DI REFRIGERANTI POTENZIALI CANDIDATI PER LA SOSTITUZIONE DEI CFC ED HCFC.

GLI IDROFLOROCARBURI HFC PRODOTTI SINTETICI PURI OD IN MISCELA CHE PUR NON CONTENENDO CLORO E BROMO NELLA PROPRIA MOLECOLA E QUINDI INNOCUI VERSO L'OZONO ATMOSFERICO PRESENTANO UN ELEVATO POTENZIALE DI EFFETTO SERRA.

I FLUIDI NATURALI IDROCARBURI AMMONIACA E ANIDRIDE CARBONICA.





FLUIDI NATURALI



L'utilizzo degli **IDROCARBURI** è limitato dalla loro **infiammabilità** che li confina ad applicazioni con cariche di refrigerante estremamente limitate.



L'AMMONIACA pone problemi legati alla **tossicità** ed alla **compatibilità** con i materiali in rame in particolare. In presenza di ossigeno può portare a reazioni esplosive.



LA **CO₂** non è ne infiammabile ne tossica è compatibile con materiali ed oli, è economica, ampiamente reperibile, ed ha GWP è unitario.



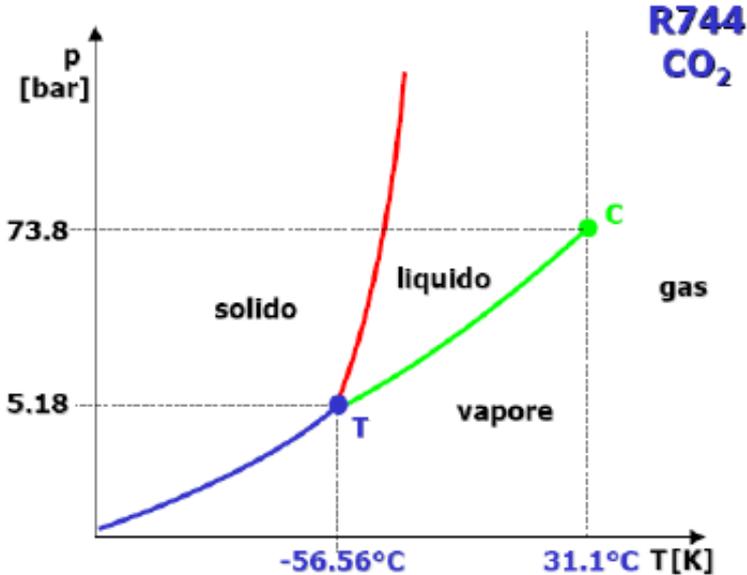
**L'ANIDRIDE CARBONICA E' UN'ECCELLENTE
ALTERNATIVA TRA I FLUIDI NATURALI**

Resta da provare se l'efficienza energetica ed il costo degli impianti operanti con anidride carbonica siano ad un livello accettabile rispetto alle soluzioni tradizionali.

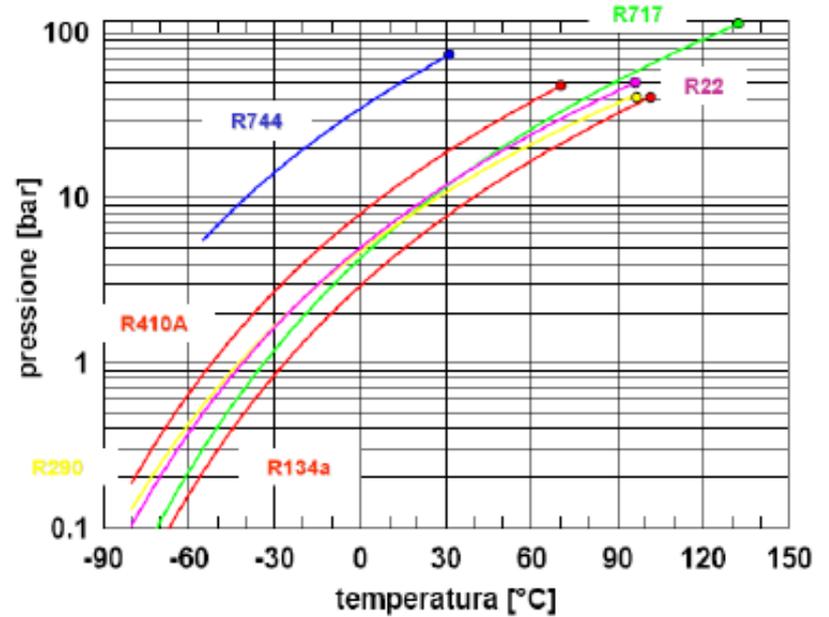


CARATTERISTICHE DEL REFRIGERANTE R744

PROPRIETA' TERMODINAMICHE



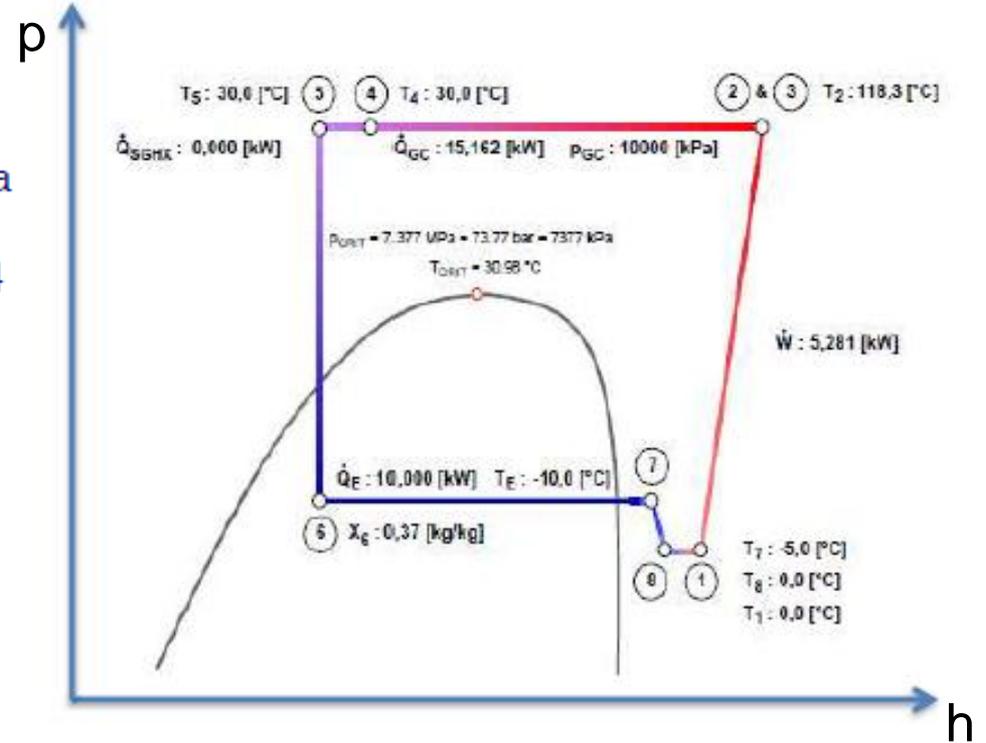
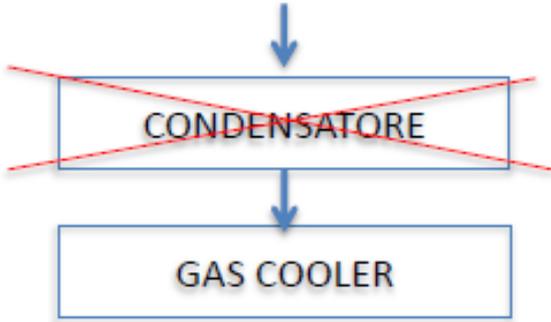
PRESSIONI DI LAVORO IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA





CARATTERISTICHE DEL REFRIGERANTE R744

La trasformazione di cessione di calore all'ambiente non avviene attraverso un processo di condensazione, ma comporta un RAFFREDDAMENTO A PRESSIONE COSTANTE di una fase gassosa del R744





CARATTERISTICHE DEL REFRIGERANTE R744

Caratteristiche dell'anidride carbonica a confronto con alcuni fluidi refrigeranti.

I valori di COP sono riferiti a cicli a compressione di vapore idealizzato +30°C/-30°C.

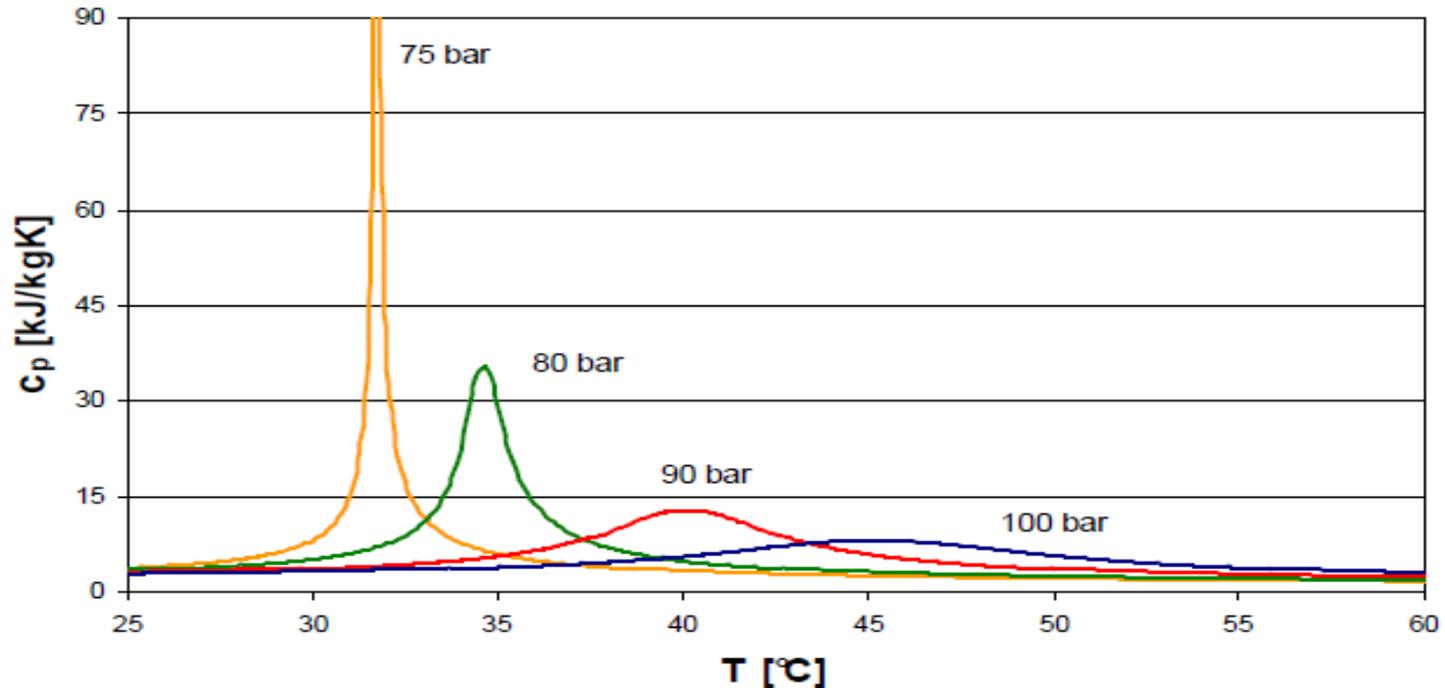
Fluido	R-22	R-407C	R-410A	R-717	R-290	R-744
Massa molecolare [kg/kmol]	86.47	86.20	72.59	17.03	44.10	44.01
Temperatura critica [°C]	96.14	86.05	70.17	132.25	96.70	31.06
Pressione critica [bar]	49.90	46.34	47.70	113.33	42.48	73.84
p.e.n. (glide) [°C]	-40.8	-40.2 (6.9)	-51.4 (<0.1)	-33.3	-42.1	-87.9
p* _{cond} (+30°C) [bar]	11.92	12.70	18.90	11.67	10.79	72.05
p* _{evap} (-30°C) [bar]	1.64	1.54	2.73	1.19	1.68	14.26
COP	3.08	2.98	2.95	3.14	2.99	1.77
Calore di vaporizzazione volumetrico [kJ/m ³]	1674	1655	2677	1414	1595	11230
Q _{ov} (-30°C) [kJ/m ³]	1143	1071	1747	1123	1007	4894
λ ₁ (-30°C) [W/(mK)]	0.109	0.123	0.134	0.655	0.122	0.136
ρ _v (-30°C) [kg/m ³]	7.38	6.86	10.60	1.04	3.87	37.10
Rapporto di pressione(-30 ÷ 30 °C)	7.27	8.25	6.92	9.81	6.42	5.05

* In presenza di "glide", le temperature di condensazione ed il p.e.n., sono considerati la media aritmetica di quella di bolla e di quella di rugiada, mentre la temperatura di evaporazione è la media aritmetica tra il punto di fine laminazione e quello del vapore saturo secco.



CARATTERISTICHE DEL REFRIGERANTE R744

L'ELEVATO VALORE DEL CALORE SPECIFICO E' UN'ALTRA FAVOREVOLE PROPRIETA' DELLA CO2

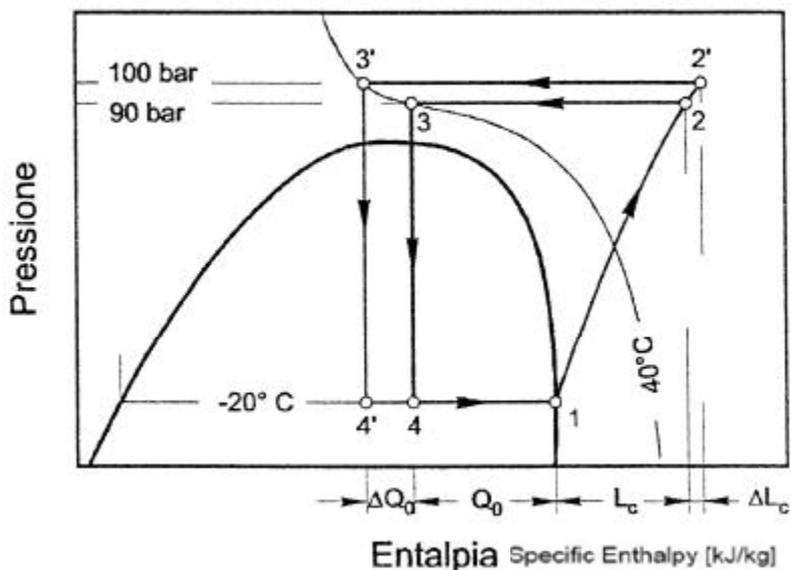


Calore specifico dell'anidride carbonica in fase liquida in funzione della temperatura per diversi valori della pressione



CARATTERISTICHE DEL REFRIGERANTE R744

Cicli frigoriferi transcritici a diverso valore della pressione nel gas-cooler.



Esiste una **PRESSIONE OTTIMALE** del raffreddatore di gas. Tale valore dipende dalle condizioni del ciclo (temperatura di evaporazione, surriscaldamento all'aspirazione, temperatura della CO2 all'uscita dal gas cooler)

GAS COOLER



HIGHLIGHTS:

- Produzione di acqua calda sanitaria fino a 90°C con possibilità di stoccaggio di notevoli quantità di energia termica in piccoli volumi ancora con elevate efficienze energetiche
- Climatizzazione estate / inverno

COMPRESSORI

- Bassi rapporti di compressione
- Compattezza e piccola corsa

SCAMBIATORI

- Elevata conducibilità termica
- Elevato calore specifico del liquido
- Bassa viscosità cinematica (minore resistenza allo scorrimento)
- Tubazioni più piccole

RENDIMENTI ISOENTROPICI
 MIGLIORI DEL 10%
 EFFICIENZA STAGIONALE
 ELEVATA

COP REALE MOLTO
 VICINO AL
 RENDIMENTO IDEALE

COEFFICIENTI DI SCAMBIO
 ELEVATI



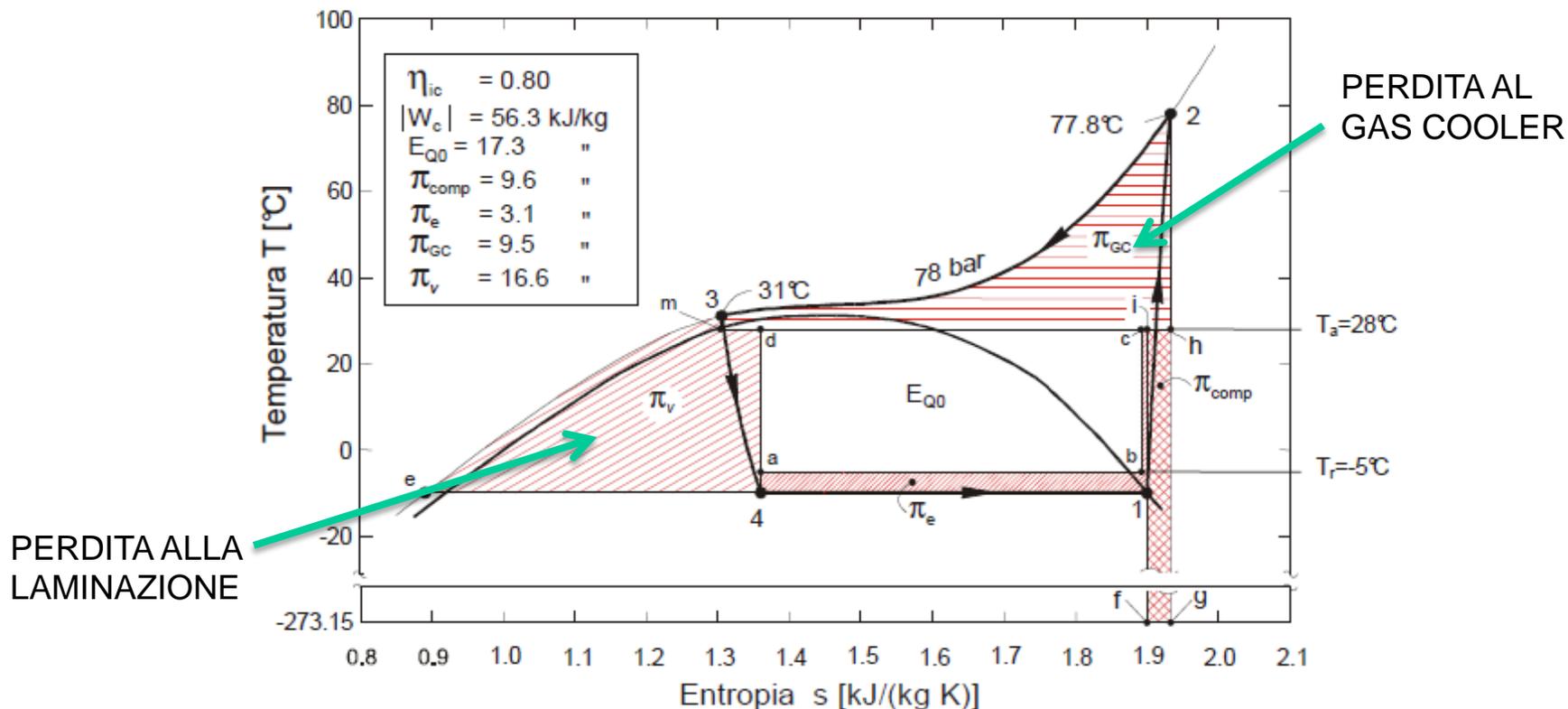
SVANTAGGI TEORICI:

- MAGGIORI PERDITE EXERGETICHE SPECIE NEL PROCESSO DI LAMINAZIONE**
- ELEVATE PRESSIONI DI LAVORO, NECESSARIO L' IMPIEGO DI COMPONENTI ADEGUATI**
- TEMPERATURA CRITICA DI CIRCA 31°C**
- RIDOTTO COEFFICIENTE DI EFFETTO UTILE**



SUPERIAMO GLI SVANTAGGI

PER UTILIZZARE EFFICIENTEMENTE LA CO2 BISOGNA RICERCARE SOLUZIONI PER RIDURRE I DIFETTI DI EFFICIENZA EXERGETICI

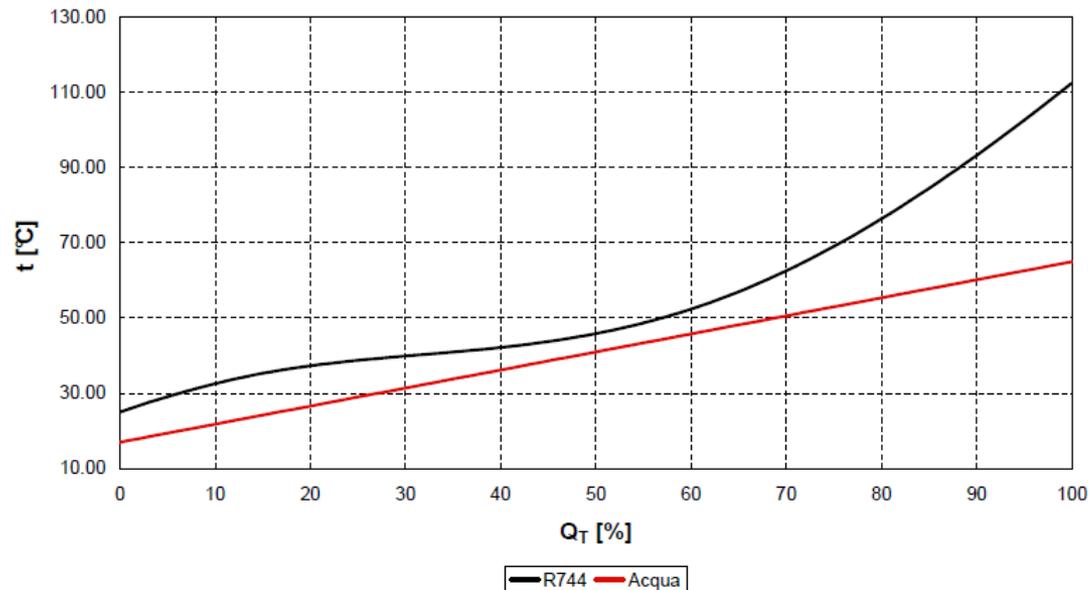




SUPERIAMO GLI SVANTAGGI

La perdita exergetica al Gas Cooler è considerata una perdita intrinseca del ciclo frigorifero semplice.

Utilizzando il calore sottratto alla CO₂ nel gas cooler per produrre acqua calda, per condizionamento invernale o per usi sanitari, a tale perdita va sottratta l'energia utile e si riduce alla sola perdita exergetica intrinseca nello scambio termico tra i due fluidi.





OTTIMIZZARE IL SISTEMA


Design ottimizzato


Ricerca componenti ad elevata tecnologia

Refrigerante completamente ecologico



Software ed Elettronica customized

Climatizzazione Invernale

**Climatizzazione Estiva +
Recupero per Acqua sanitaria**

Acqua calda sanitaria fino a 90°C

	R744	R410a
Climatizzazione Invernale →	COP 4,3	COP 2,9
Climatizzazione Estiva →	EER 2,5	EER 3,2
Acqua Calda Sanitaria →	COP 5,4	COP 2,9

Condizioni:
Estate Te/U.R. :35°C/50%
 Tw in/out: 12°C/7°C
Inverno Te/U.R. :7°C/90%
 Tw in/out: 50°C/55°C
 Produzione ACS:
Inverno Te/U.R. :7°C/90%
 Tw: 55°C



eco² - GLI ASPETTI TECNOLOGICI

APPARECCHIATURA POLIVALENTE OPERANTE A CO₂ IN CICLO TRANSCRITICO
PER LA PRODUZIONE DI ACQUA PER CLIMATIZZAZIONE ESTIVA/INVERNALE
E ACQUA AD USO SANITARIO

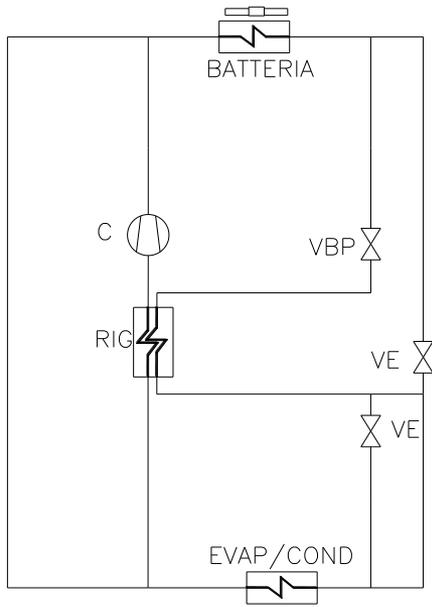




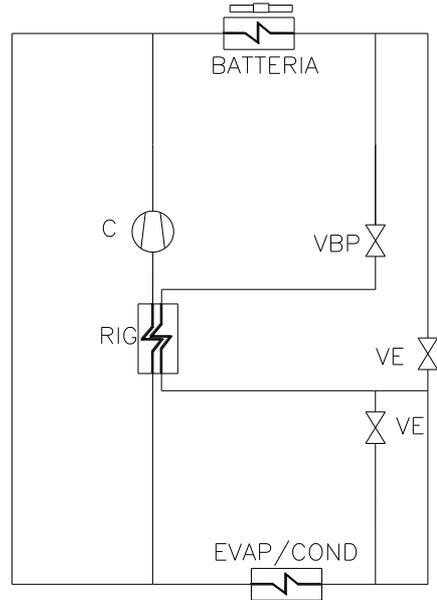
ECO² - LA NUOVA FRONTIERA I POLIVALENTI

Rappresentazione di cicli a R744 per ECO²

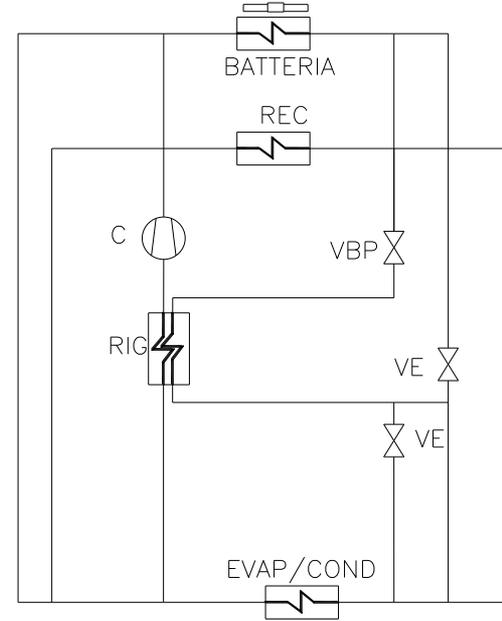
Produzione acqua calda sanitaria



Climatizzazione estate/Inverno



Climatizzazione Estate/Inverno
+
Produzione di acqua calda sanitaria





- LA NUOVA FRONTIERA I POLIVALENTI

Applicazioni nella climatizzazione invernale

La possibilità di utilizzare ECO2 per la climatizzazione estiva ed invernale pone delle implicazioni nell'utilizzo dei terminali che, mentre nei sistemi tradizionali per la produzione di acqua calda per i terminali scaldanti lavorano usualmente con $\Delta T 5^{\circ}\text{C} \div 10^{\circ}\text{C}$, gli stessi abbinati all'ECO2 devono lavorare con $\Delta T 28^{\circ}\text{C}$.

Funzionamento tradizionale

$\Delta T 5^{\circ}\text{C} \div 10^{\circ}\text{C}$



Funzionamento con ECO2

$\Delta T 28^{\circ}\text{C}$



- LA NUOVA FRONTIERA I POLIVALENTI

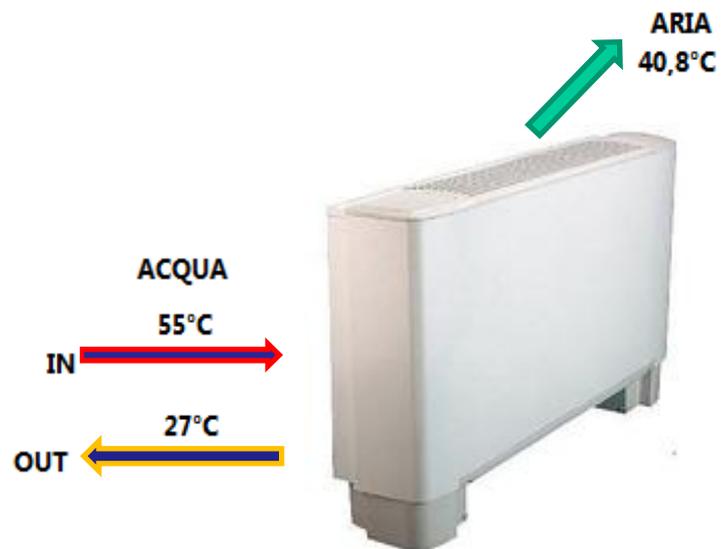
Applicazioni nella climatizzazione invernale

Analizzando l'utilizzo di un fancoil alle condizioni usuali con temperature acqua in/out 45°C/40°C si ottiene una temperatura media di uscita dell'aria di circa 40,7°C.

È possibile utilizzare lo stesso fancoil con temperatura acqua in/out 55°C-27°C ottenendo una perdita di resa circa del 9% con una **portata d'acqua ridotta circa dell'80%**.

La temperatura dell'aria in uscita dal fancoil è comparabile nelle due condizioni, pertanto è possibile utilizzare gli stessi terminali con le stesse tubazioni, dotando l'impianto di pompe a velocità variabile.

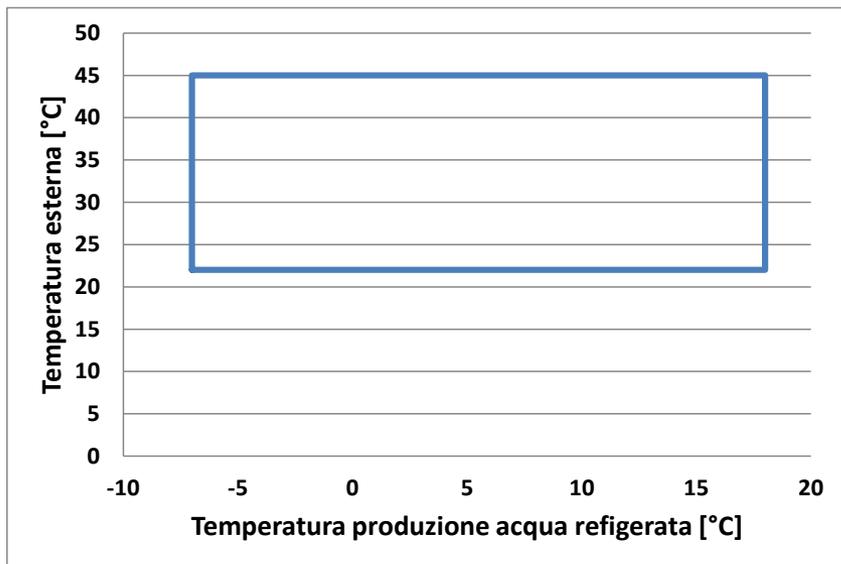
Nel funzionamento invernale le pompe lavoreranno al minimo della potenza comportando un ulteriore risparmio di energia.



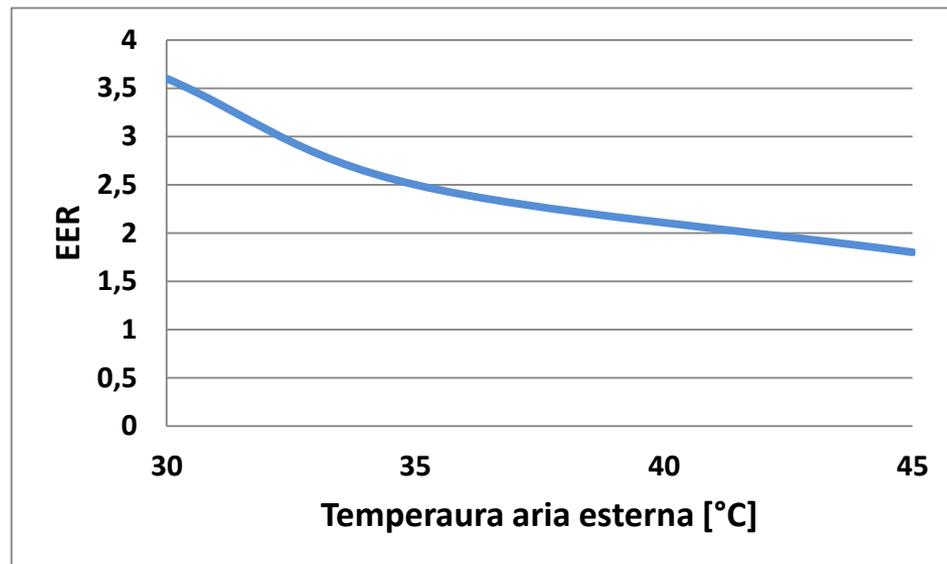


ECO² - LA NUOVA FRONTIERA I POLIVALENTI

Envelope funzionamento per produzione di acqua refrigerata



Andamento del EER in funzione delle temperatura esterna con produzione di acqua a 7°C

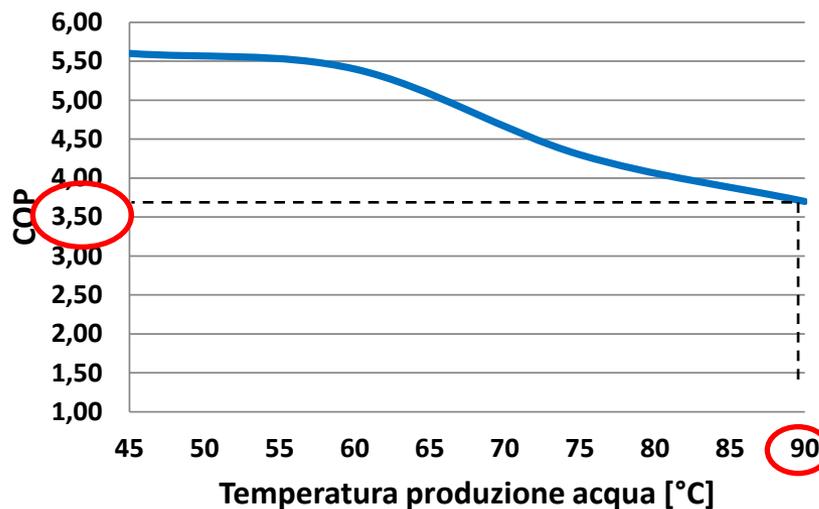
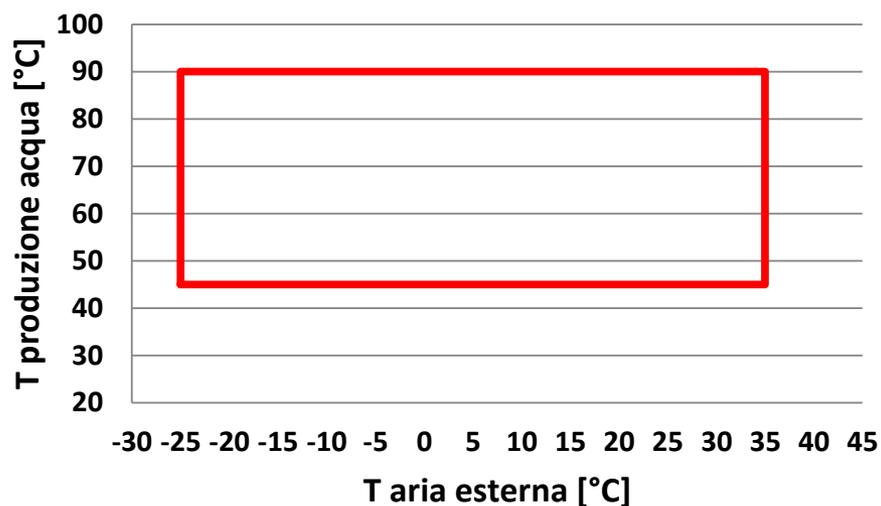




ECO² - LA NUOVA FRONTIERA I POLIVALENTI

Envelope funzionamento per produzione di acqua calda

Andamento del COP in funzione delle temperatura di produzione dell'acqua con temperatura esterna 7°C





LA NUOVA FRONTIERA

EFFICIENZA STAGIONALE prEN-14825

INTRODUZIONE DEL CONCETTO di SCOP

Il coefficiente di prestazione stagionale “SCOP” per pompe di calore aria-acqua è calcolato sulla base delle seguenti variabili:

Temperatura di progetto: la norma definisce 3 fasce climatiche, ognuna associata ad una temperatura di progetto.

Fascia COLDER → $T_{\text{progetto}} = -22^{\circ}\text{C}$
 Fascia AVERAGE → $T_{\text{progetto}} = -10^{\circ}\text{C}$
 Fascia WARMER → $T_{\text{progetto}} = 2^{\circ}\text{C}$

Temperatura dell’acqua lato utilizzo: la norma definisce 3 livelli di temperatura per l’acqua in uscita riferiti ciascuno ad un diverso sistema di distribuzione:

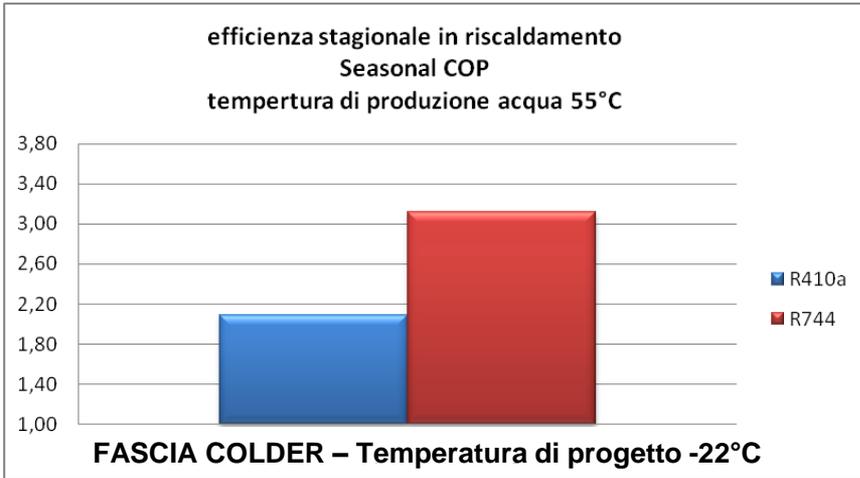
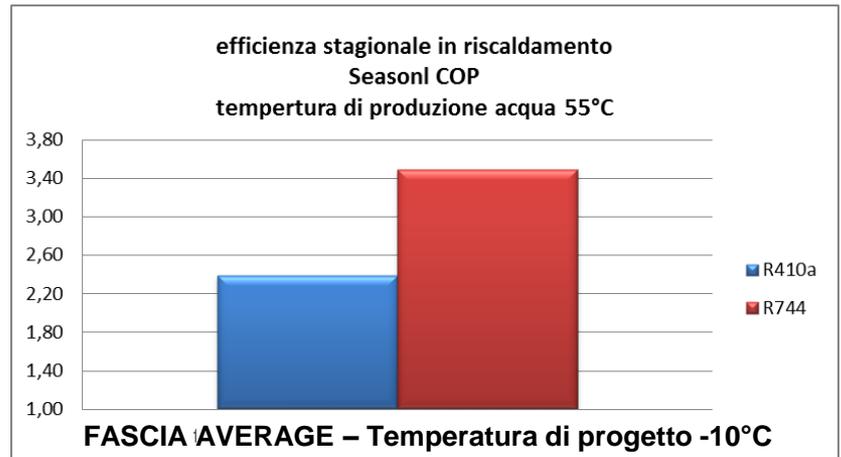
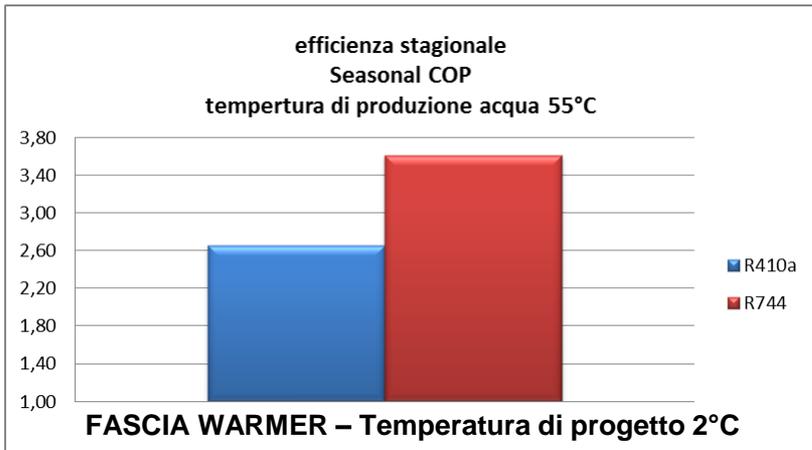
distribuzione con pannello radiante → $T_{\text{water out}} = 35^{\circ}\text{C}$
 distribuzione con ventilconvettore → $T_{\text{water out}} = 45^{\circ}\text{C}$
 distribuzione con radiatore → $T_{\text{water out}} = 55^{\circ}\text{C}$

Frequenza di accadimento della temperatura dell’aria esterna: intesa come il numero di ore di accadimento di una temperatura dell’aria esterna durante la stagione di riscaldamento. Tali valori sono definiti dalla normativa in relazione alle tre fasce climatiche.



LA NUOVA FRONTIERA

ANDAMENTO DELLO SCOP NELLE 3 FASCE CLIMATICHE PER PRODUZIONE DI ACQUA CALDA A 55°C TRA UNA MACCHINA AD R744 ED UNA EQUIVALENTE AD R410A





- LA NUOVA FRONTIERA

INTRODUZIONE AL CONCETTO DI EFFICIENZA ANNUALE IN FUNZIONAMENTO INVERNALE ED ESTIVO CON RECUPERO

Analisi energetica – confronto con R410a

I coefficienti di prestazione stagionale (SCOP e ESEER) non permettono di valutare a pieno l'efficienza di macchine polivalenti poiché non tengono conto dell'energia recuperata durante il funzionamento in climatizzazione estiva ed utilizzata per la produzione di acqua calda sanitaria.

Per confrontare in maniera immediata su base annuale le prestazioni di una macchina polivalente è possibile considerare un indice che tenga conto delle prestazioni nelle tre condizioni di funzionamento.

Per il calcolo di tale indice si è assunto che il funzionamento della macchina su base annuale nelle tre fasce climatiche sia così ripartito:

Coefficiente prestazione annuale = $(\alpha * x + \beta * b + \gamma * c) * K$
dove :

$\alpha = P_f / P_a$ – alle condizioni di Test=35°C/U.R. 50% - Tw in/out 12°C/7°C

$\beta = (P_f + P_t) / P_a$ alle condizioni di Test=35°C/U.R. 50% - Tw in/out 12°C/7°C – Tw acs 55°C $\gamma = P_t / P_a$

alle condizioni di Test=7°C/U.R. 90% - Tw in/out 50°C/55°C – Tw acs 55°C

K = ESEER/EER

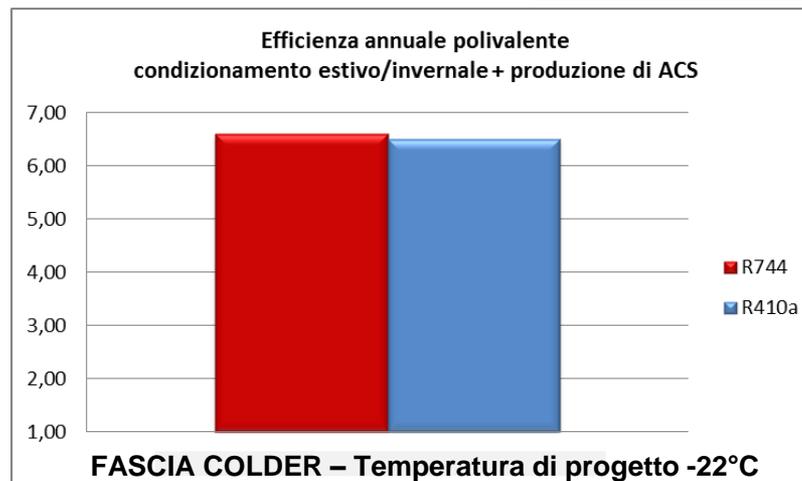
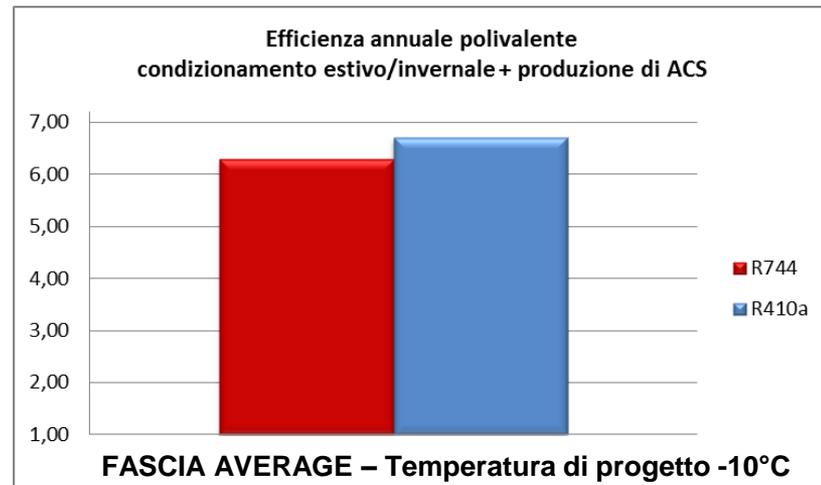
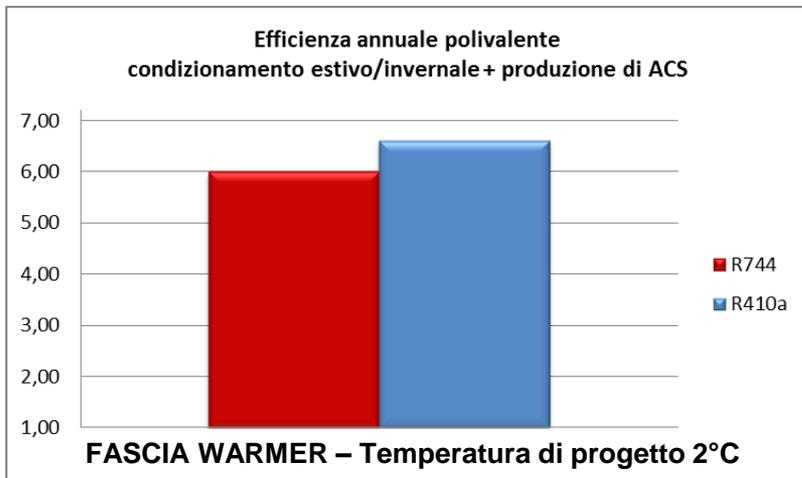
zona climatica	pesi		
	estiva	estiva+ACS	invernale
	x	y	z
WARMER	20	40	40
AVERAGE	15	25	60
COLDER	10	20	70



LA NUOVA FRONTIERA

POLIFUNZIONALE EFFICIENZA ANNUALE

Analisi energetica – confronto con R410a





CONCLUSIONI

Possiamo quindi affermare che l'uso dell' R744 nelle macchine termofrigorifere si prefigura come il sistema che meglio si adegua alla normativa RES, in quanto utilizza energia rinnovabile e fluidi con impatto nullo verso l'ambiente.





Cultura e Tecnica per Energia Uomo e Ambiente

Polivalenti idronici di nuova generazione a doppio ciclo

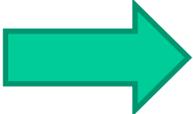


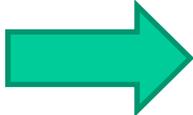
Ing. Francesco Di Giovanni

R&S Thermocold

OBIETTIVI STRATEGICI

 Mantenimento della **potenza termica fornita costante** come per le caldaie tradizionali fino a temperature esterne di **-40°C**

 **Efficienze energetiche superiori** rispetto alle caldaie

 **Elevare l'affidabilità e la durata** delle macchine a compressione grazie all'utilizzo di tecnologie di nuova generazione

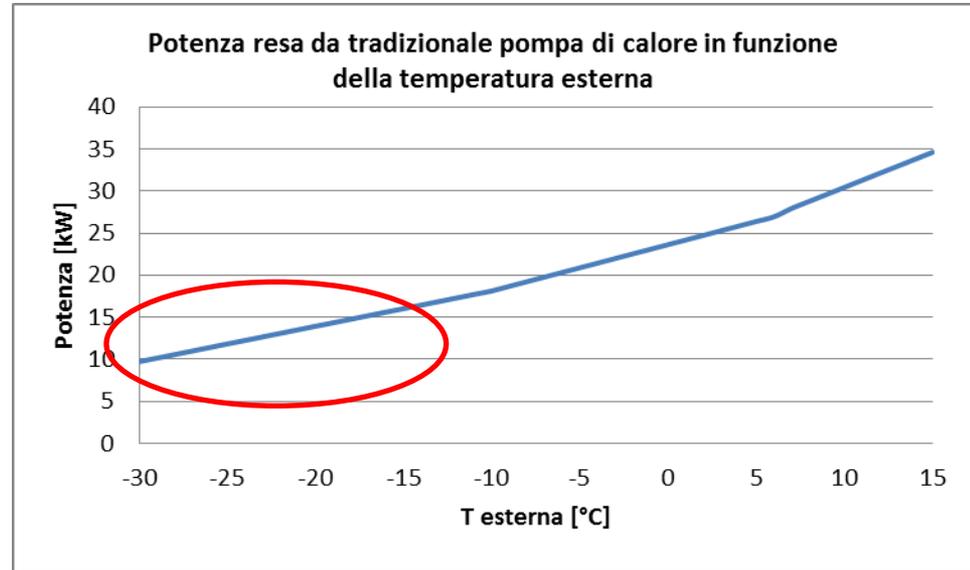
SITUAZIONE ATTUALE

Limiti delle tradizionali pompe di calore

Decadimento delle rese alle basse temperature esterne

-70% DI POTENZA TERMICA

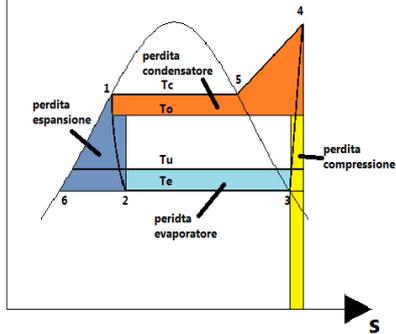
Difficoltà nel produrre acqua ad elevate temperature



SITUAZIONE ATTUALE

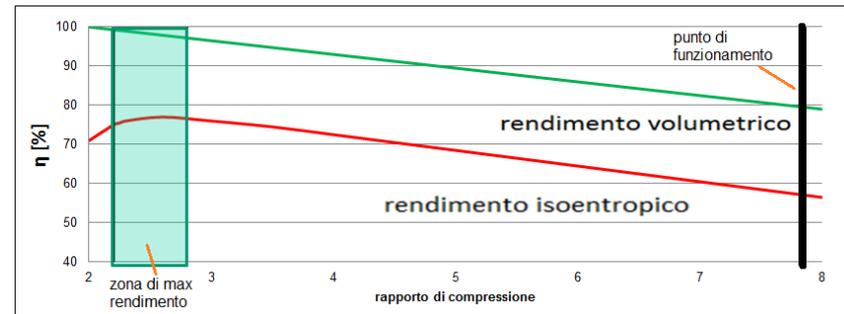
Limiti delle tradizionali pompe di calore

Elevate differenze tra le temperature estreme del ciclo portano a:



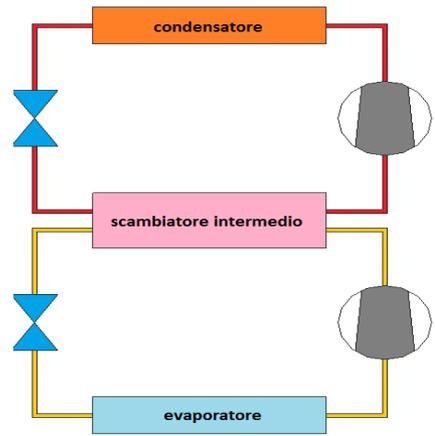
Elevate perdite exergetiche

Decadimento dei rendimenti isoentropico e volumetrico a causa dell'elevato rapporto di compressione



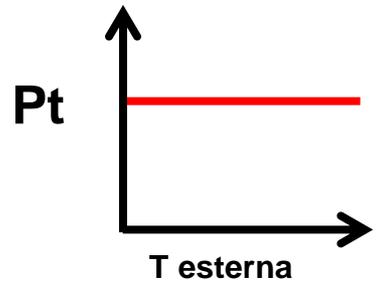
Elevati stress meccanici sui componenti

SOLUZIONE CON CICLI IN CASCATA



Dividendo il salto di temperatura tra due cicli è possibile

- Ridurre le perdite exergetiche del ciclo
- Migliorare il rendimento della compressione



Mantenere la potenza termica costante



Elevare le temperature di produzione dell'acqua calda

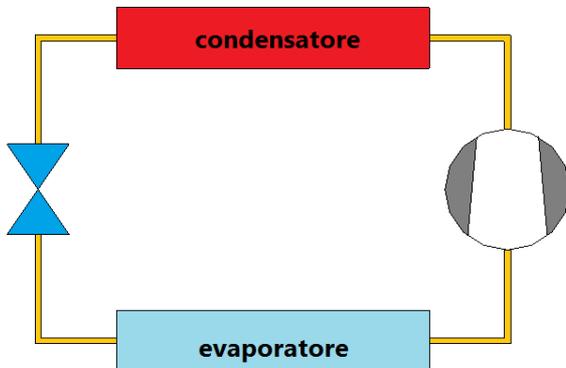


SOLUZIONE CON CICLI IN CASCATA

Come ridurre le perdite exergetiche

L'exergia indica la massima quantità di energia convertibile in lavoro meccanico

$$\eta_{\text{exergetico}} = \frac{\text{Exergia ceduta all'ambiente freddo}}{\text{Lavoro speso per la compressione}}$$



Analisi exergetica:

individuazione dei processi che influenzano negativamente l'efficienza del ciclo



SOLUZIONE CON CICLI IN CASCATA

Come ridurre le perdite exergetiche

- Perdita al compressore

$$-\pi_{\text{compressione}} = (h_4 - h_3) - [(h_4 - h_3) - T_0(s_4 - s_3)] = T_0(s_4 - s_3)$$

- Perdita al condensatore

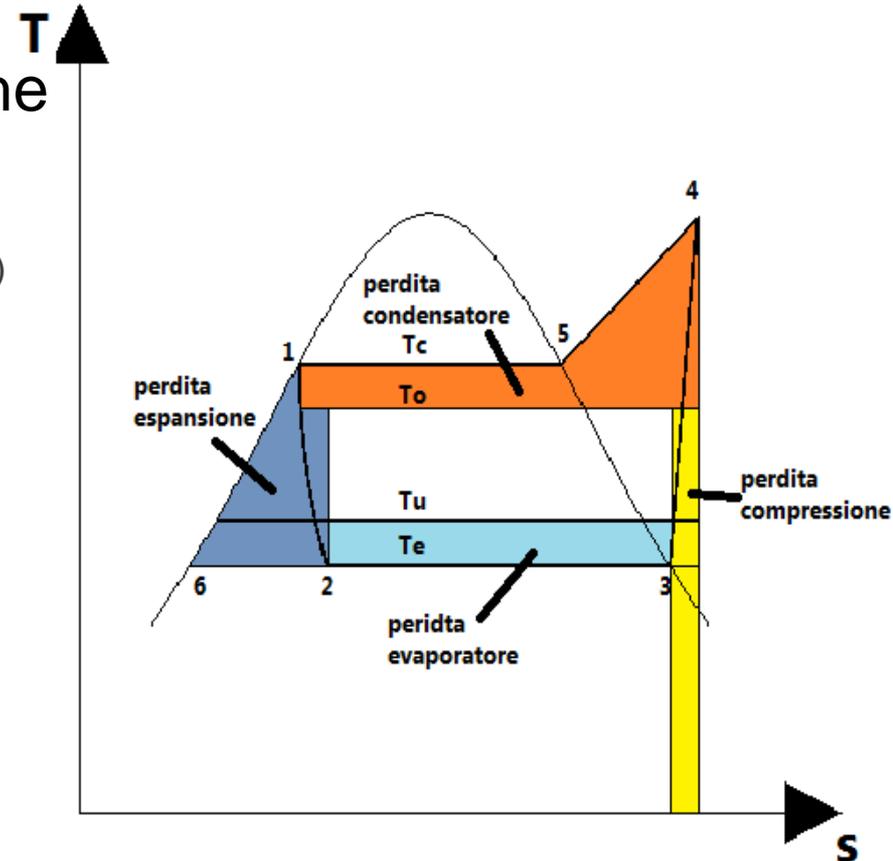
$$-\pi_{\text{condensatore}} = (h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)$$

- Perdita alla laminazione

$$-\pi_{\text{laminazione}} = T_0(s_2 - s_1) \text{ essendo } (h_1 = h_2)$$

- Perdita all'evaporatore

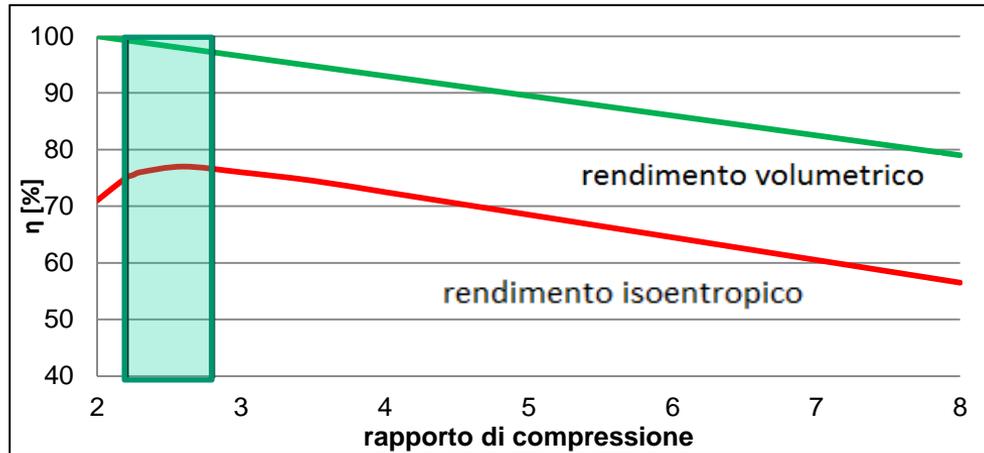
$$-\pi_{\text{evaporatore}} = [T_0(s_3 - s_2) - Q_0/T_u] = (h_3 - h_2) T_0(T_u - T_e)/T_u T_e$$





SOLUZIONE CON CICLI IN CASCATA

Come ridurre le perdite alla compressione



Se rapporto di compressione \uparrow \longrightarrow rendimento isoentropico \downarrow

Inoltre essendo il $\eta_v = \frac{G - \Delta G}{G}$

G proporzionale alla velocità di rotazione \longrightarrow η_v \downarrow

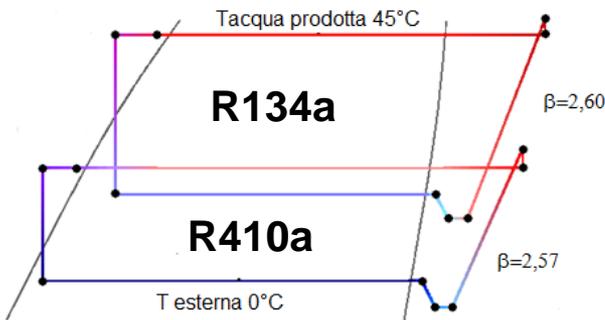
ΔG proporzionale al rapporto di compressione



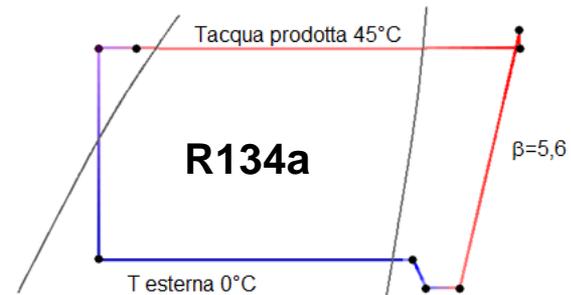
SOLUZIONE CON CICLI IN CASCATA

Come ridurre le perdite alla compressione

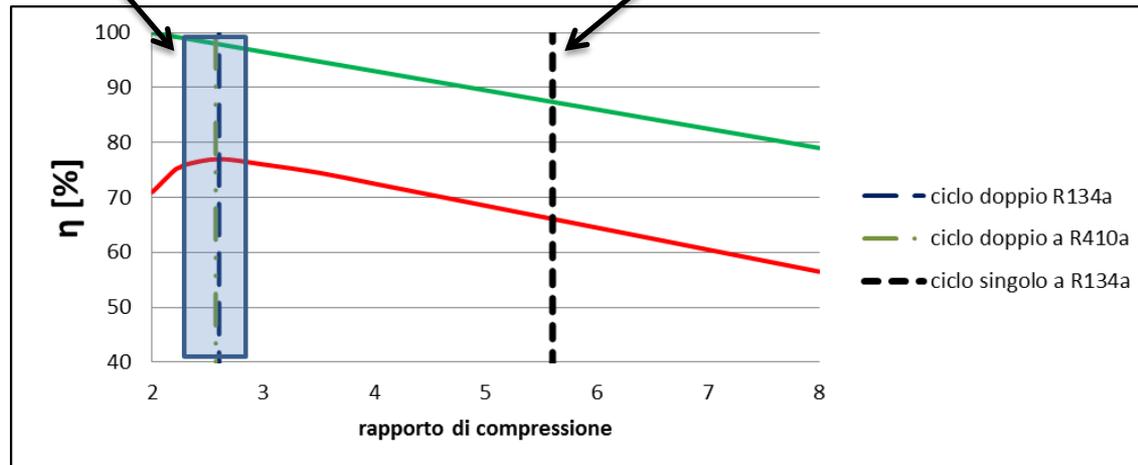
DUO



Macchina a singolo ciclo



**+20%
RENDIMENTO DI
COMPRESSIONE**



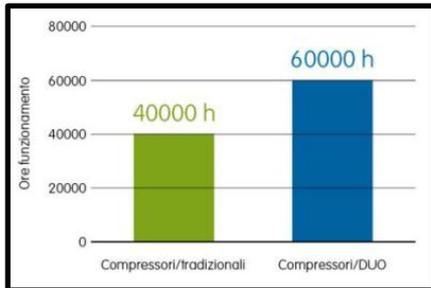
Zona di massimo rendimento



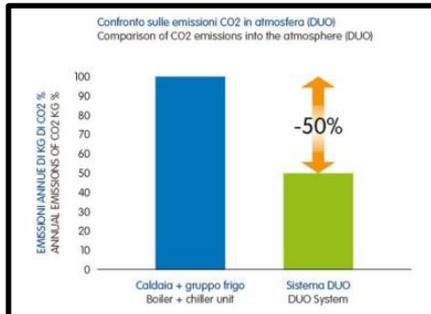
SOLUZIONE CON CICLI IN CASCATA HIGHLIGHTS:

+20% rendimento della compressione

-30% stress meccanici



Aumento della vita utile dei componenti



< impatto ambientale



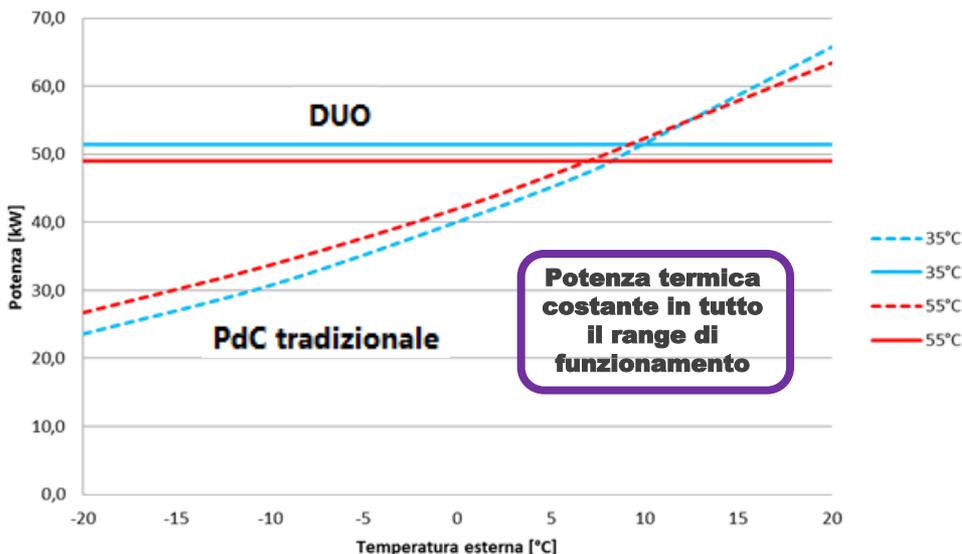
LE NUOVE FRONTIERE

Polivalenti a doppio ciclo



CONFIGURAZIONI POSSIBILI:

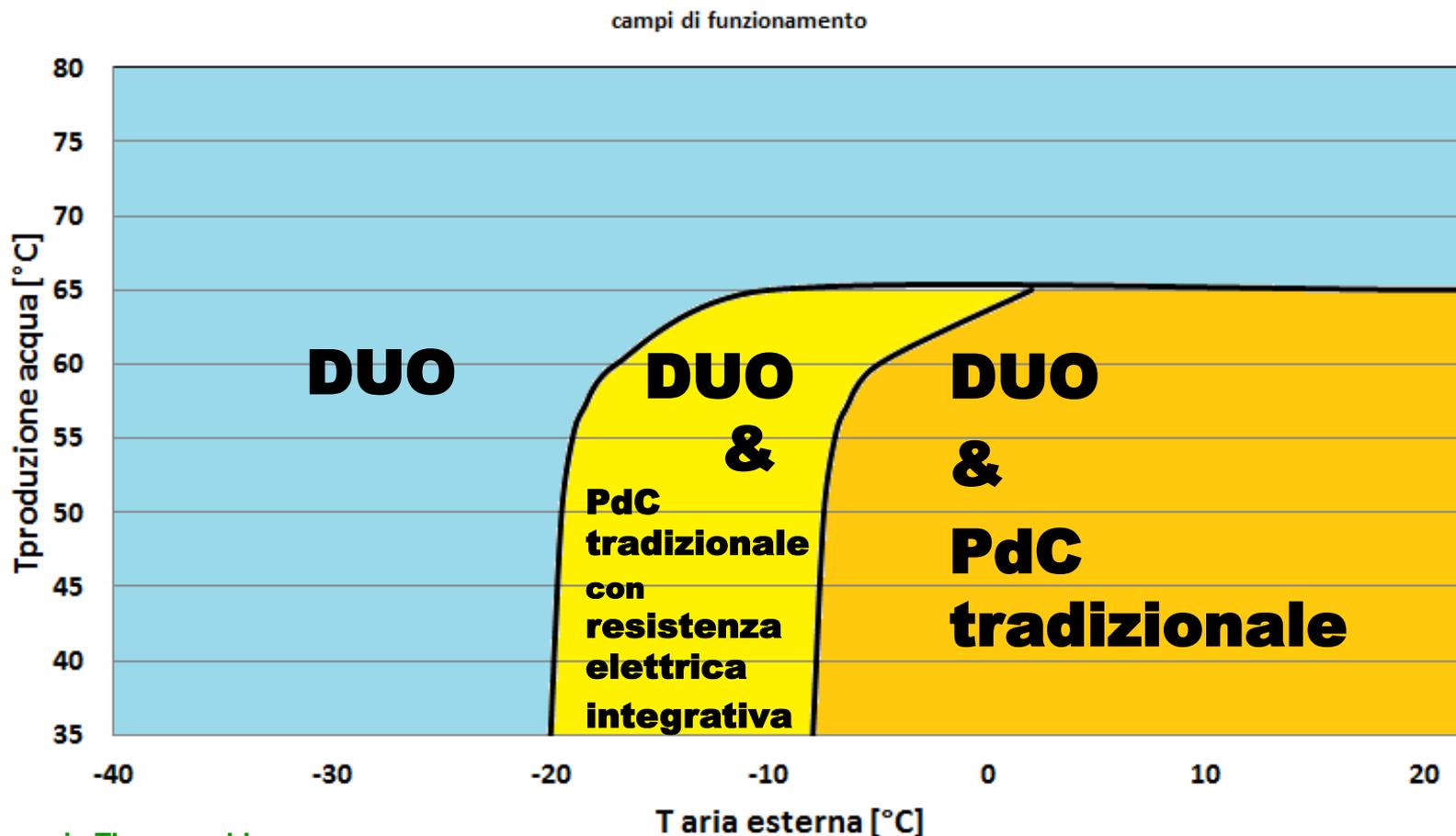
- Climatizzazione invernale
- Produzione di acqua sanitaria ad alta temperatura (fino a 80°C)
- Climatizzazione invernale + Produzione di acqua sanitaria ad alta temperatura (fino a 80°C)
- Climatizzazione estiva
- Climatizzazione estiva + Produzione di acqua sanitaria ad alta temperatura (fino a 80°C) con recupero dell'energia termica





LE NUOVE FRONTIERE

Esteso campo di funzionamento

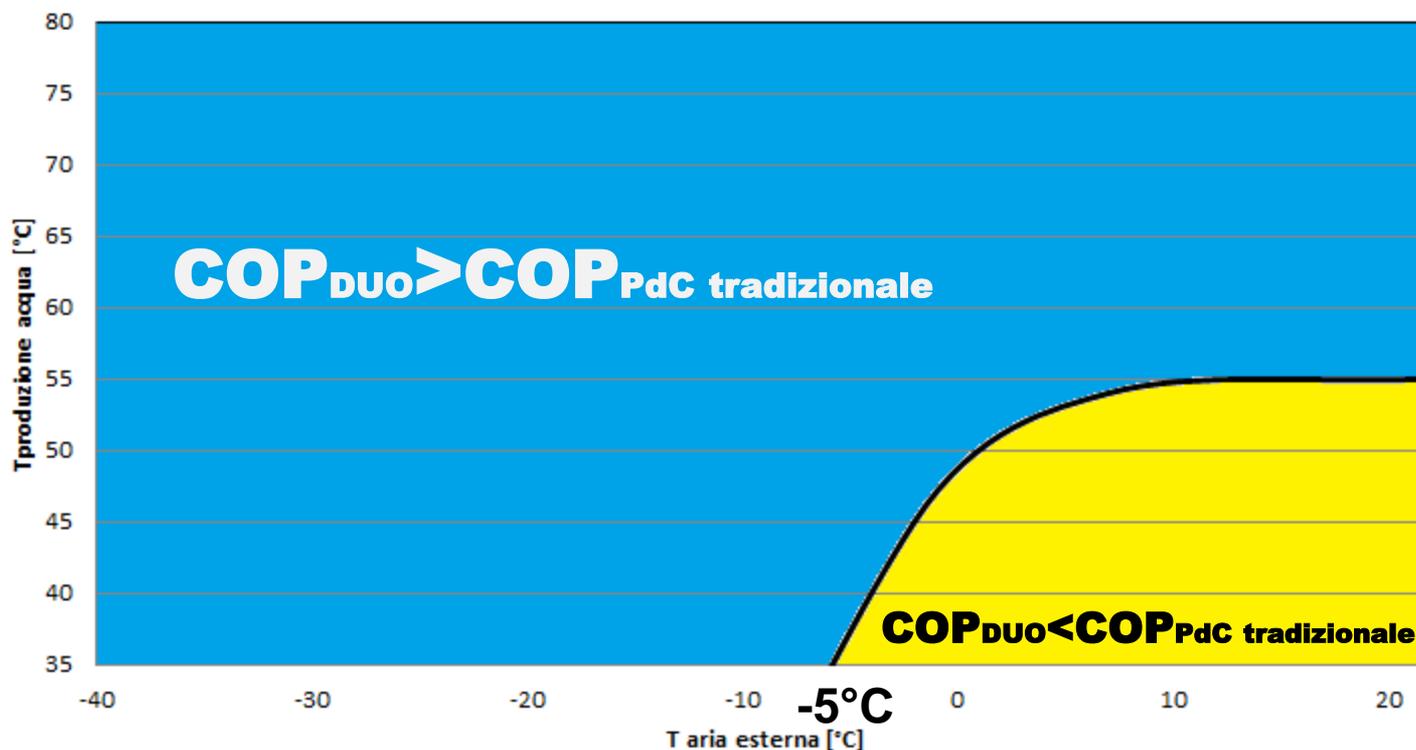




LE NUOVE FRONTIERE

Efficienze più elevate in un ampio campo di funzionamento

condizione di convenienza

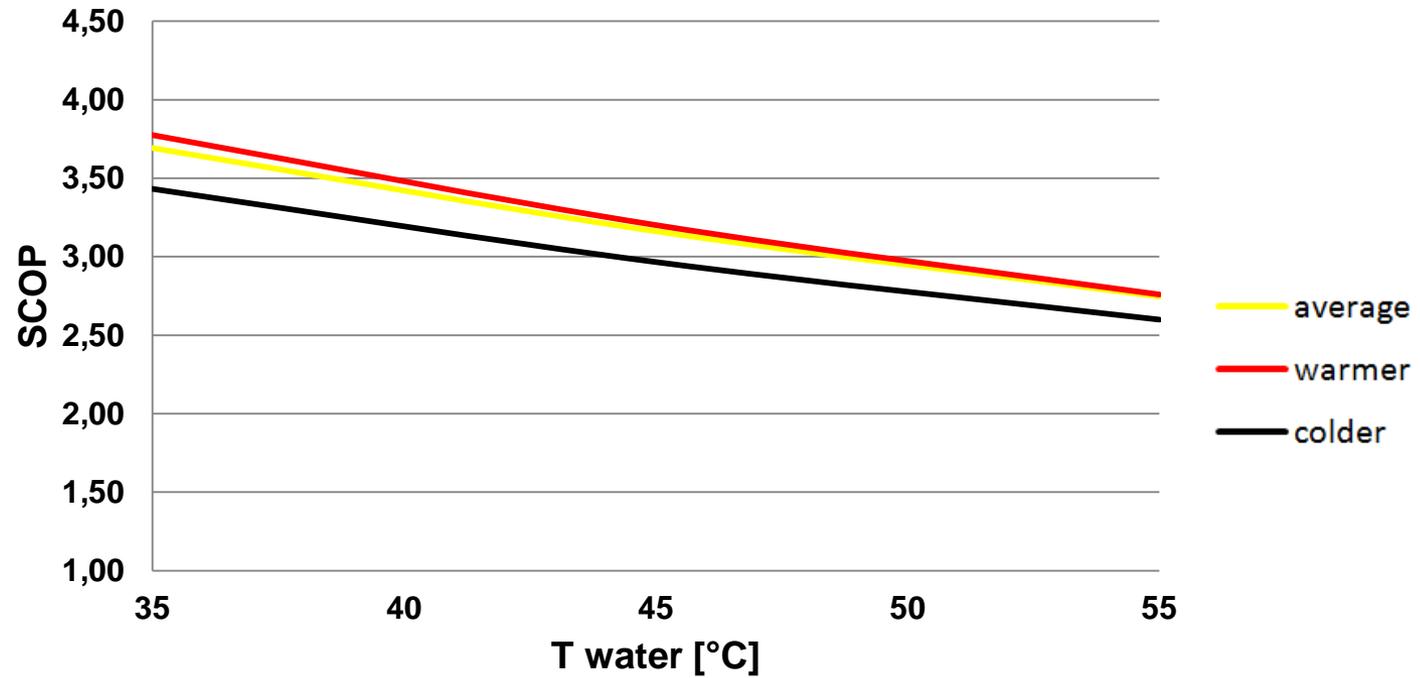




- LA NUOVA FRONTIERA

EFFICIENZA STAGIONALE prEN-14825
SEASONAL COP PER DUO

VALORI DELLO SCOP CALCOLATI PER IL DUO PER
LE 3 FASCE CLIMATICHE

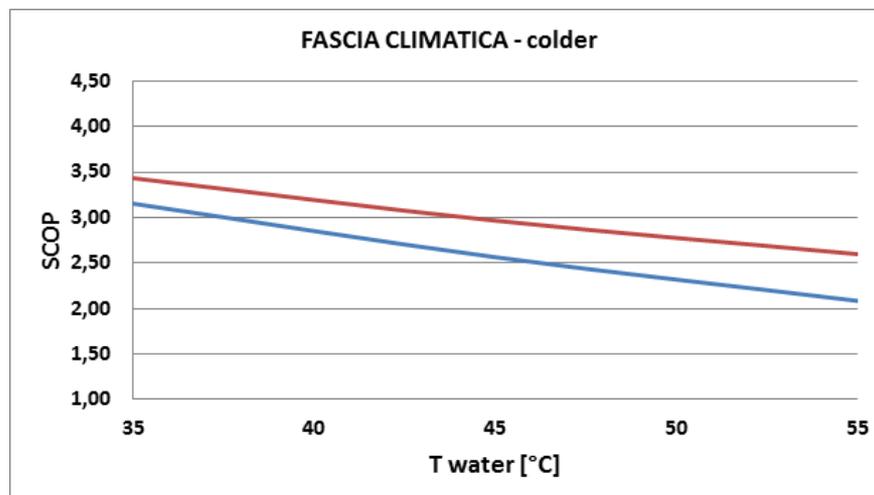
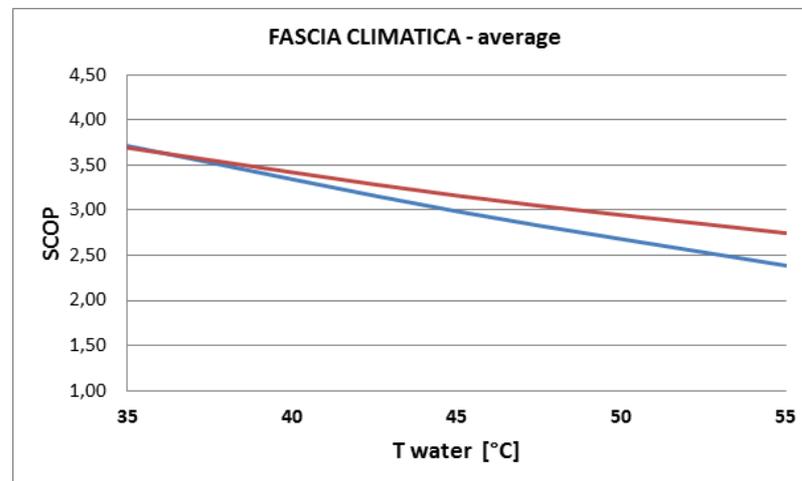
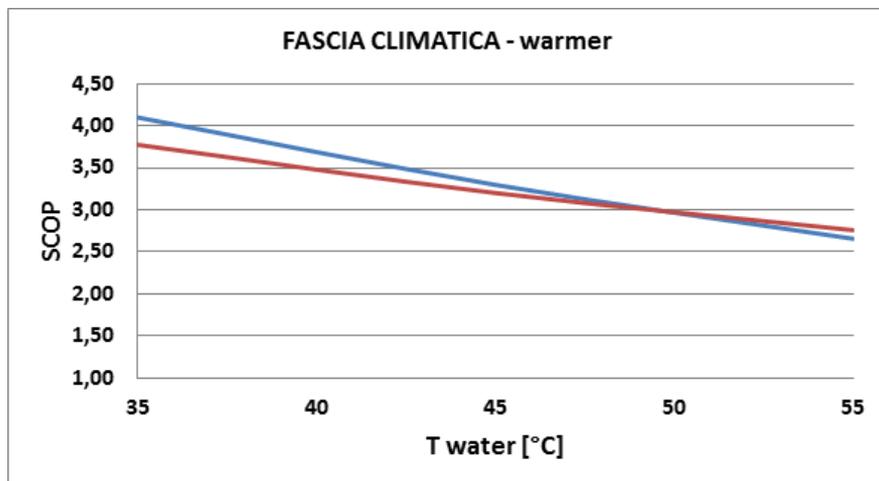




- LA NUOVA FRONTIERA

EFFICIENZA STAGIONALE prEN-14825

CONFRONTO SCOP TRA DUO E POMPA DI CALORE A SINGOLO CICLO



DUO 

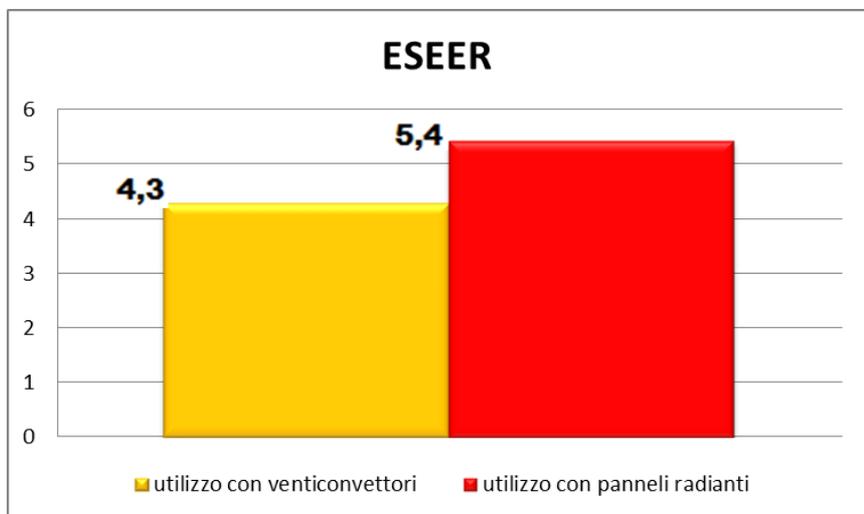
Polivalente a singolo ciclo 



- LA NUOVA FRONTIERA

EFFICIENZA STAGIONALE IN RAFFRESCAMENTO (ESEER)

Nel funzionamento in raffrescamento il sistema DUO opera in modalità «**full inverter**» riuscendo a fornire all'utenza la potenza frigorifera richiesta con il minimo dei consumi

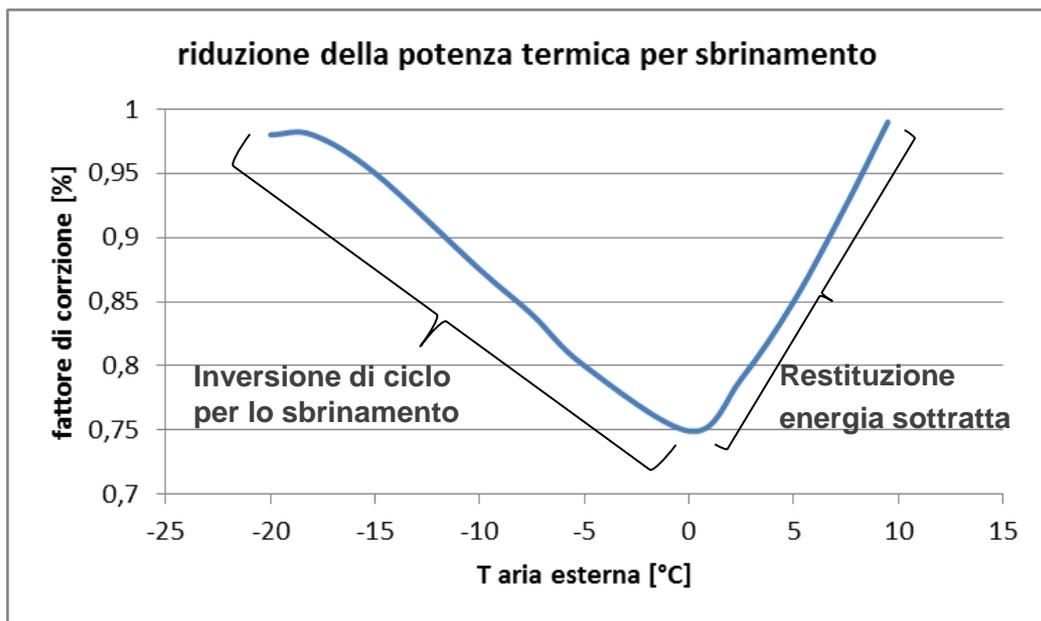


DETRAZIONE FISCALE 55%



CONTROLLO ELETTRONICO DELLO SBRINAMENTO

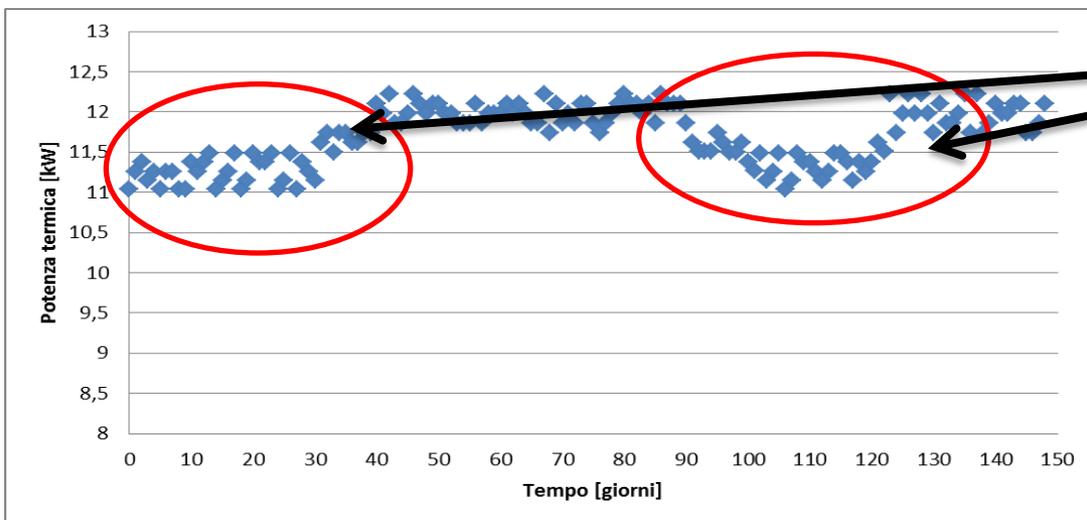
La formazione di brina sulle batterie comporta la riduzione della resa delle pompe di calore.



La serie è divisa in due parti:
 la prima è relativa allo sbrinamento e l'altra all'energia persa per restituire l'energia sottratta al sistema durante l'inversione di ciclo.



CONTROLLO ELETTRONICO DELLO SBRINAMENTO



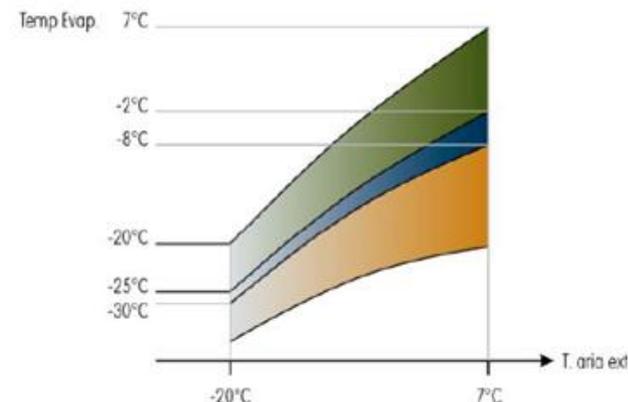
Perdite di potenza per sbrinamento

Ridotte perdite di potenza dovute agli sbrinamenti

Con un sistema elettronico capace di intervenire tempestivamente al manifestarsi delle condizioni favorevoli alla formazione della brina, è possibile contenere le perdite derivate dai cicli di sbrinamento.

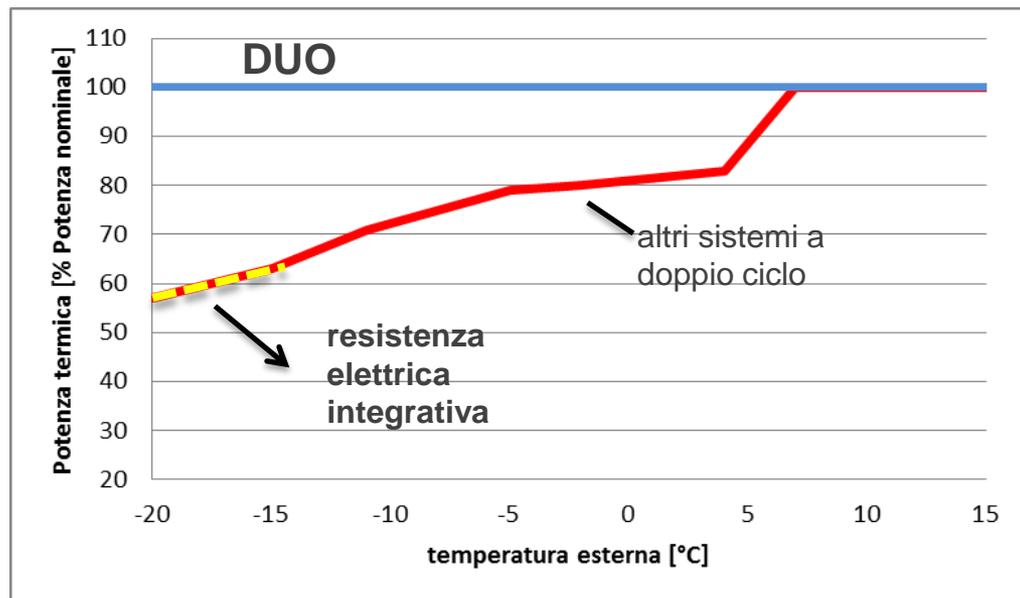


-  Aria lavoro ottimale
-  Aria probabile presenza brina
-  Aria presenza ghiaccio





CONFRONTO CON ALTRI SISTEMI A DOPPIO CICLO



A differenza di altri sistemi che sfruttano la tecnologia dei cicli in cascata il sistema DUO è progettato per mantenere la **potenza termica costante** indipendentemente dalle condizioni esterne.



APPARECCHIATURE A DOPPIO CICLO VS APPARECCHIATURE AD ASSORBIMENTO ALIMENTATE A METANO

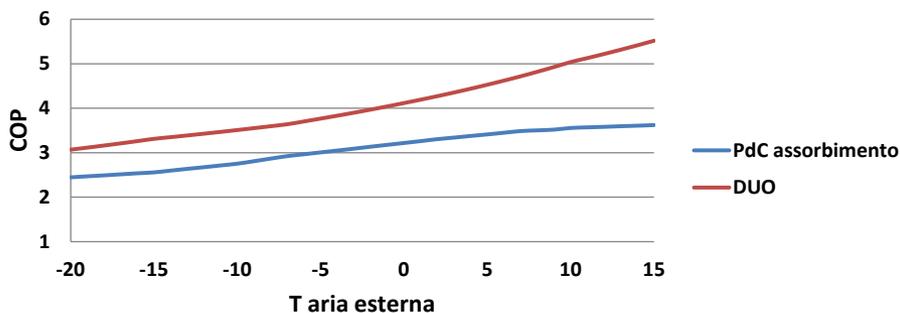
L'efficienza delle pompe di calore *a gas* è indicata dall'indice "**GUE**" (Gas Utilization Efficiency) che essendo riferito al potere calorifico inferiore del gas metano utilizzato dal bruciatore non è un parametro confrontabile direttamente con il COP.

Considerando un **fattore di conversione dell'energia primaria** pari a **0,43** è possibile fare un confronto tra le efficienze dei due sistemi.

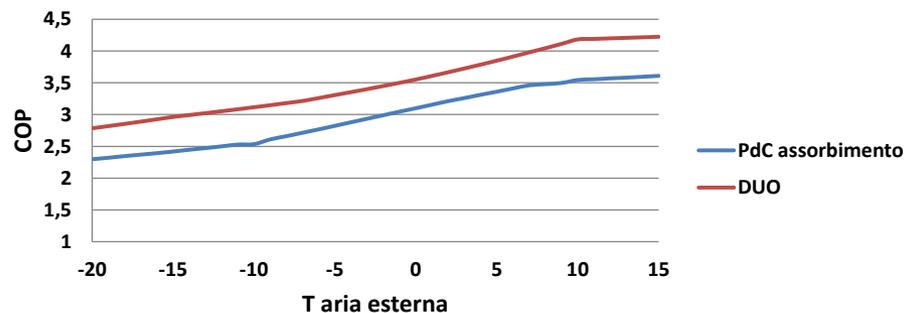


APPARECCHIATURE A DOPPIO CICLO VS APPARECCHIATURE AD ASSORBIMENTO ALIMENTATE A METANO

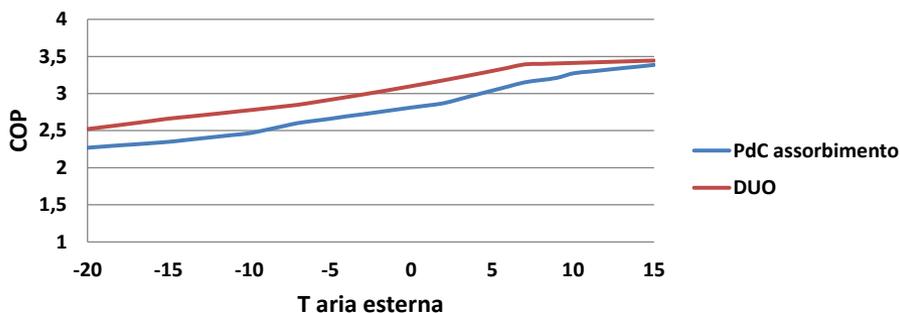
COP con acqua prodotta a 35°C



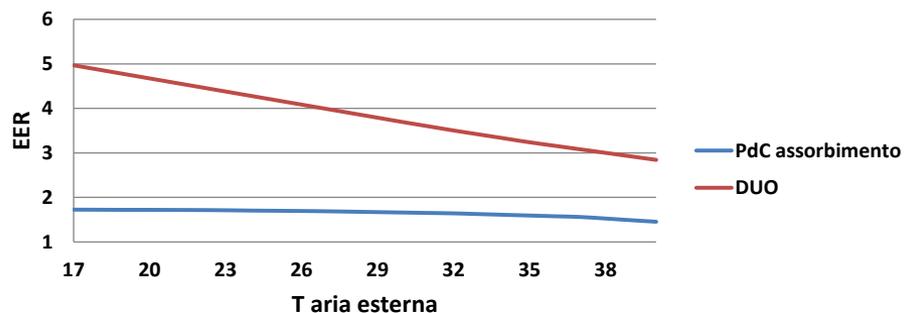
COP con acqua prodotta a 45°C



COP con acqua prodotta a 55°C



EER con acqua prodotta a 7°C





CONCLUSIONI

- Al fine di rappresentare una valida alternativa ai sistemi a combustione in ogni applicazione, le pompe di calore devono superare i limiti attuali circa le temperature di produzione e l'efficienza.
- Con l'applicazione della tecnologia del **doppio ciclo** in cascata a macchine **polivalenti** è possibile superare tali limiti ottenendo una soluzione competitiva anche in condizioni particolarmente gravose (**temperature esterne** rigide, necessità di acqua prodotta a elevate temperature).
- L'utilizzo di componenti all'avanguardia e di logiche di controllo evolute permettono l'applicazione di questa tecnologia alla climatizzazione con notevoli **vantaggi** in termini di **prestazioni**, **affidabilità** e **durata** delle macchine.



Cultura e Tecnica per Energia Uomo e Ambiente

POLIVALENTI IDRONICI A DOPPIO CICLO ALLA PROVA REALIZZAZIONI E RISULTATI SUL CAMPO

Ing. Rocco Luciano Uva
Milano, 20 settembre 2012

Obbligo dal D.P.R. n. 412 del 26 agosto 1993 e n. 551 del 21 dicembre 1999, art.5 punto18

ALLEGATO D
TECNOLOGIE DI UTILIZZO DELLE FONTI RINNOVABILI DI ENERGIA O ASSIMILATE ELETTIVAMENTE INDICATE PER LA PRODUZIONE DI ENERGIA IN SPECIFICHE CATEGORIE DI EDIFICI DI PROPRIETÀ PUBBLICA O ADIBITI AD USO PUBBLICO.

E2 EDIFICI ADIBITI A UFFICI O ASSIMILABILI:

- **Pompe di calore per climatizzazione estiva-invernale** nei casi in cui il volume climatizzato è maggiore di 10.000 m³

E6 EDIFICI ADIBITI AD IMPIANTI SPORTIVI:

- **Pompe di calore** destinate a piscine coperte riscaldate per deumidificazione aria ambiente e per riscaldamento aria ambiente, acqua vasche e acqua docce;

D.P.R. 2 aprile 2009 , n. 59 e succ. Linee guida DM 26/06/2009

Regolamento di attuazione dell'articolo 4, comma 1, lettere a) e b), del **decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192**, concernente attuazione della direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico in edilizia.

- P.d.C. vs G.T. **Innalzamento della classe energetica dell'edificio**
- P.d.C. **Obbligo di utilizzo fonti rinnovabili**

DIRETTIVA 2010/31/UE DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO del 19 maggio 2010 sulla prestazione energetica nell'edilizia (rifusione della Direttiva 2002/91/CE).

Articolo 6

Edifici di nuova costruzione

1. Gli Stati membri adottano le misure necessarie affinché gli edifici di nuova costruzione soddisfino i requisiti minimi di prestazione energetica fissati conformemente all'articolo 4.

Per gli edifici di nuova costruzione gli Stati membri garantiscono che, prima dell'inizio dei lavori di costruzione, sia valutata e tenuta presente la fattibilità tecnica, ambientale ed economica di **sistemi alternativi ad alta efficienza** come quelli indicati di seguito, se disponibili:

- a) sistemi di fornitura energetica decentrati basati su energia da fonti rinnovabili;
- b) cogenerazione;
- c) teleriscaldamento o telerinfrescamento urbano o collettivo, in particolare se basato interamente o parzialmente su energia da fonti rinnovabili;
- d) pompe di calore.**

D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28 – Direttiva RES (Renewable Energy Sources)

Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla **promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili**, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE.

Obblighi per i nuovi edifici o gli edifici sottoposti a ristrutturazioni rilevanti

1. Nel caso di edifici nuovi o edifici sottoposti a ristrutturazioni rilevanti, gli impianti di produzione di energia termica devono essere progettati e realizzati in modo da garantire il contemporaneo rispetto della copertura, tramite il **ricorso ad energia prodotta da impianti alimentati da fonti rinnovabili**, del **50% dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria** e delle seguenti percentuali della **somma dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento**:

- a) il 20 per cento quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal 31 maggio 2012 al 31 dicembre 2013;
- b) il 35 per cento quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dal 1° gennaio 2014 al 31 dicembre 2016;
- c) il 50 per cento quando la richiesta del pertinente titolo edilizio è rilasciato dal 1° gennaio 2017.

DECRETO LEGISLATIVO 3 marzo 2011, n. 28

4. Computo dell'energia prodotta dalle pompe di calore

La quantità di energia aerotermica, geotermica o idrotermica catturata dalle pompe di calore da considerarsi energia da fonti rinnovabili ai fini del presente decreto legislativo, *ERES*, è calcolata in base alla formula seguente:

$$ERES = Qusable \times (1 - 1/SPF)$$

Dove

Qusable = il calore totale stimato prodotto da pompe di calore che rispondono ai criteri che saranno definiti sulla base degli orientamenti stabiliti dalla Commissione ai sensi dell'allegato VII della direttiva 2009/28/CE, applicato nel seguente modo: solo le pompe di calore per le quali $SPF > 1,15 \times 1/\eta$ sarà preso in considerazione;

SPF = il fattore di rendimento stagionale medio stimato per tali pompe di calore;

η è il rapporto tra la produzione totale lorda di elettricità e il consumo di energia primaria per la produzione di energia e sarà calcolato come media a livello UE sulla base dei dati Eurostat.

DECRETO LEGISLATIVO 3 marzo 2011, n. 28

Requisiti e specifiche tecniche degli impianti alimentati da fonti rinnovabili ai fini dell'accesso agli incentivi nazionali

c) per le **pompe di calore** dedicate alla **sola produzione di acqua calda** sanitaria è richiesto un **COP > 2,6** misurato secondo la norma EN 16147 e successivo recepimento da parte degli organismi nazionali di normazione;

d) qualora siano installate **pompe di calore elettriche dotate di variatore di velocità (inverter)**, i pertinenti valori di cui al presente comma **sono ridotti del 5 per cento**.

DECRETO LEGISLATIVO 3 marzo 2011, n. 28

Requisiti e specifiche tecniche degli impianti alimentati da fonti rinnovabili ai fini dell'accesso agli incentivi nazionali

3. Per le pompe di calore, a decorrere da un anno dall'entrata in vigore del decreto di cui al comma 1, l'accesso agli incentivi statali di ogni natura è consentito a condizione che la predette pompe di calore soddisfino i seguenti requisiti:

a) per le pompe di calore elettriche il coefficiente di prestazione (COP) e, qualora l'apparecchio fornisca anche il servizio di climatizzazione estiva, l'indice di efficienza energetica (EER) devono essere almeno pari ai valori indicati per l'anno 2010 nelle tabelle di cui all'allegato 1, paragrafi 1 e 2 del decreto ministeriale 6 agosto 2009, così come vigente alla data di entrata in vigore del presente decreto legislativo. La prestazione delle pompe deve essere misurata in conformità alla norma UNI EN 14511:2008. Al momento della prova la pompa di calore deve funzionare a pieno regime, nelle condizioni indicate nella tabella;

AUTORITA' ENERGIA ELETTRICA e GAS

Delibera 19 aprile 2010 – ARG/elt 56/10

Tariffe Enel Agevolate (0,11 €/kWh per pompe di calore Delibera 19 aprile 2010 – ARG/elt 56/10 *Disposizioni in materia di connessioni per l'alimentazione di pompe di calore a uso domestico e di veicoli elettrici*)

- il comma 2.2, lettera c) del TIT prevede che **le utenze relative a pompe di calore**, anche di tipo reversibile, **per il riscaldamento degli ambienti nelle abitazioni**, quando l'alimentazione sia effettuata in punti di prelievo distinti rispetto a quelli relativi alle utenze di cui al comma 2.2, lettera a) del TIT **siano regolate con contratti per utenze in bassa tensione diverse da utenze domestiche...**
- il comma 5.2 del TIC, stabilisce, che, **in deroga** a quanto prevista dal comma 5.1 del medesimo TIC (obbligo di connessioni di terzi in un unico punto per ciascuna unità immobiliare), per le utenze domestiche in bassa tensione con potenza disponibile fino a 3,3 kW, possa essere richiesta l'installazione **di un secondo punto di prelievo destinato esclusivamente all'alimentazione di pompe di calore** per il riscaldamento degli ambienti, anche di tipo reversibile;

AUTORITA' ENERGIA EL e GAS

Delibera 19 aprile 2010 – ARG/elt 56/10

- la diffusione di pompe di calore con funzione di riscaldamento degli ambienti consente al contempo il conseguimento di obiettivi di risparmio di energia primaria, di incremento nell'utilizzo di energia rinnovabile e di contenimento delle emissioni climalteranti (contenimento delle emissioni di CO₂), caratterizzandosi quindi come tecnologia atta a fornire un contributo al raggiungimento del cosiddetto obiettivo 20-20-20 definito a livello di Unione Europea;

l'impiego di pompe di calore con funzione di riscaldamento degli ambienti si mostra competitivo anche economicamente rispetto alla soluzione tradizionale basata sull'impiego di caldaie alimentate a gas, anche ad alto rendimento, in corrispondenza di elevati valori di fabbisogno termico abitativo ovvero di elevati consumi di energia primaria;



REALIZZAZIONI E RISULTATI SUL CMPO

VILLA MONOFAMILIARE Santo Spirito - Bari



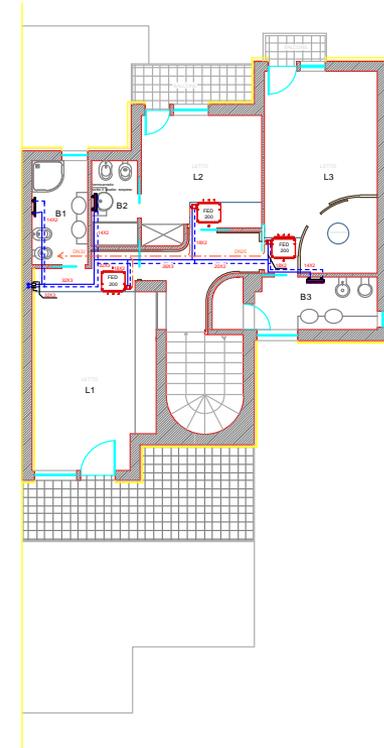
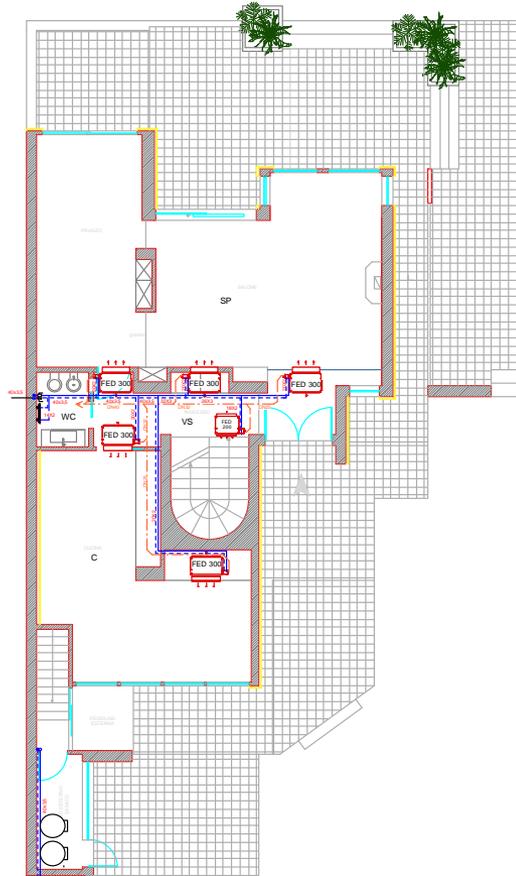
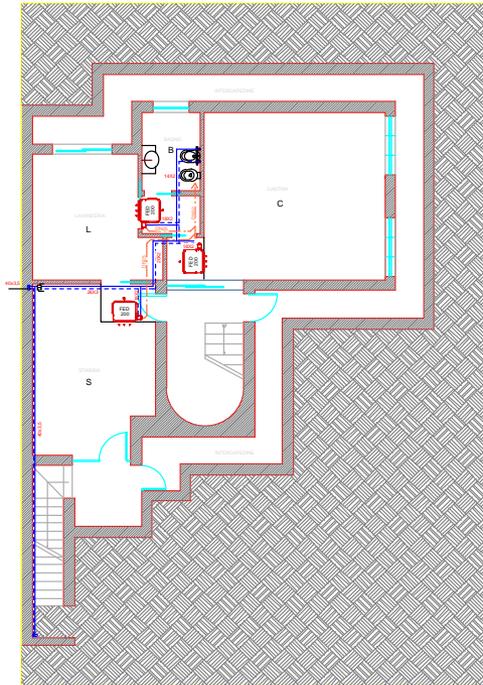
VILLA MONOFAMILIARE 3 livelli Superficie 320mq

IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE
PRODUZIONE ACQUA CALDA SANITARIA
INTEGRAZIONE SOLARE

Pompa di calore
THERMOCOLD DUO Light 118

ULTIMAZIONE LAVORI - Febbraio 2012

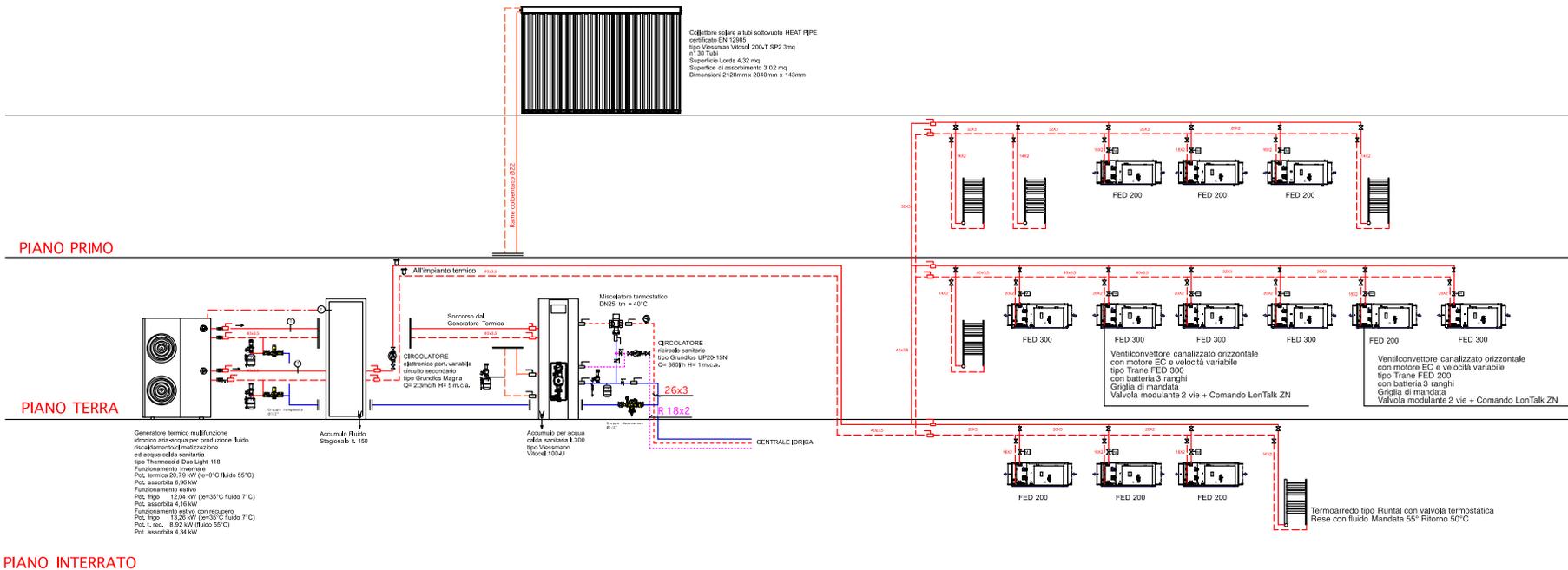
VILLA MONOFAMILIARE Santo Spirito - Bari



Generatore termico multifunzione
 idronico aria-acqua per produzione fluido
 riscaldamento/raffrescamento
 ed acqua calda sanitaria
 tipo Thermocool Duo Light 118
 Funzionamento Invernale
 Pot. termica 20,79 kW (60°C fluido 55°C)
 Pot. assorbita 6,06 kW
 Funzionamento estate
 Pot. frigo 12,04 kW (60-35°C fluido 7°C)
 Pot. assorbita 4,16 kW
 Funzionamento estivo con recupero
 Pot. frigo 13,20 kW (60-35°C fluido 7°C)
 Pot. l. rec. 8,92 kW (fluido 55°C)
 Pot. assorbita 4,34 kW

VILLA MONOFAMILIARE Santo Spirito - Bari

SCHEMA ALTIMETRICO



Si sono messi a confronto e si è effettuata una valutazione economica degli interventi di **isolamento a cappotto** in polistirene, dell'intervento di sostituzione del Generatore Termico esistente a camera aperta, dapprima con un **generatore termico a condensazione** e poi con una **pompa di calore tipo DUO**.

VILLA MONOFAMILIARE Santo Spirito - Bari

Sono state redatte le certificazioni energetiche dell'edificio con generatore termico a condensazione e con pompa di calore Duo

I risultati sono stati i seguenti:
 utilizzando un **generatore termico a condensazione** avremmo un edificio in **classe C** con indice di prestazione energetica per il riscaldamento pari a **53,1 kWh/m² anno** ed indice di prestazione energetica per la produzione di acqua calda sanitaria pari a **23,0 kWh/m² anno**.

EPgl 76,1 kWh/m² anno



ATTESTATO DI CERTIFICAZIONE ENERGETICA						
Edifici residenziali						
1. INFORMAZIONI GENERALI						
Codice Certificato	001 2010	Validità	10 anni			
Riferimenti catastali						
Indirizzo edificio	Bari (BA) - BARI via Giovine 39 B2					
Nuova costruzione	<input type="checkbox"/>	Passaggio di proprietà	<input checked="" type="checkbox"/>			
		Riquilibrata	<input type="checkbox"/>			
Proprietà	Ruilli Annamaria	Telefono	0805491 022			
Indirizzo	via Giovine 39 B2	E-mail				
2. CLASSE ENERGETICA GLOBALE DELL'EDIFICIO						
Edificio di classe: C						
3. GRAFICO DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE GLOBALE E PARZIALI						
<p>EMISSIONI DI CO₂</p> <p>15,2 kg CO₂/m²anno</p> <p>PRESTAZIONE ENERGETICA GLOBALE: 76,1 kWh/m²anno</p> <p>PRESTAZIONE RISCALDAMENTO: 53,1 kWh/m²anno</p> <p>PRESTAZIONE ACQUA CALDA: 23,0 kWh/m²anno</p> <p>LIMITE DI LEGGE</p>						
4. QUALITÀ IN VOLUCRO (Raffrescamento)		II	I	III	IV	V
5. Metodologie di calcolo adottate		Norme UNI/TS 11300 D. M. 26/06/2009 - Allegato A - paragrafo 6.1				

VILLA MONOFAMILIARE Santo Spirito - Bari

ATTESTATO DI CERTIFICAZIONE ENERGETICA								
Edificio residenziali								
1. INFORMAZIONI GENERALI								
Codice Certificato	001 2010	Validità	10 anni					
Riferimenti catastali								
Indirizzo edificio	Bari (BA) - BARI via Govine 39 B2							
Nuova costruzione	<input type="checkbox"/>	Passaggio di proprietà	<input checked="" type="checkbox"/>					
		Riqualificazione energetica	<input type="checkbox"/>					
Proprietà	Rutili Annamaria	Telefono	0805491 022					
Indirizzo	via Govine 39 B2	E-mail						
2. CLASSE ENERGETICA GLOBALE DELL'EDIFICIO								
Edificio di classe: A								
3. GRAFICO DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE GLOBALI E PARZIALI								
<p>EMISSIONI DI CO₂ 7,4 kg CO₂/m²anno</p> <p>PRESTAZIONE ENERGETICA GLOBALE 37,9 kWh/m²anno</p> <p>PRESTAZIONE RISCALDAMENTO 28,3 kWh/m²anno</p> <p>PRESTAZIONE ACQUA CALDA 9,6 kWh/m²anno</p> <p>--- LIMITE DI LEGGE</p> <p>PRESTAZIONE RAFFRESCAMENTO --- kWh/m²anno</p>								
4. QUALITÀ IN VOLUCRO (RAFFRESCAMENTO)								
<table border="1"> <tr> <td>II</td> <td>I</td> <td>III</td> <td>IV</td> <td>V</td> </tr> </table>				II	I	III	IV	V
II	I	III	IV	V				
5. Metodologie di calcolo adottate								
Norme UNI/TS 11300 D. M. 26/06/2009 - Allegato A - paragrafo 6.1								

Utilizzando pompa di calore Duo l'edificio passa in classe A con indice di prestazione energetica per il riscaldamento pari a **28,3 kWh/m² anno** ed indice di prestazione energetica per la produzione di acqua calda sanitaria pari a **9,6 kWh/m² anno**.

EPgl 37,9 kWh/m² anno (-50%)



VILLA MONOFAMILIARE Santo Spirito - Bari

RAFFRONTO ECONOMICO

COMPUTO METRICO ESTIMATIVO				
A) Villa Monofamiliare Santo Spirito BA				
RAFFRONTO PRODUZIONE FLUIDO FREDDO 12kW CALDO 24kW				
Soluzione A				
Pompa di calore multifunzionale a doppio ciclo per produzione di fluido freddo e caldo ad alta temperatura				
Pot. Termica 20,79 kW				
Pot. Frig. 12,04 kW				
Thermocold DUO 118 ZH	cad	1,0	€ 12.800,00	€ 12.800,00
			TOT	€ 12.800,00
Soluzione B				
Generatore termico a gas metano a condensazione pot. 9-24kW				
Viessmann VITODENS	cad	1,0	€ 2.315,86	€ 2.315,86
Canna fumaria	crp	1,0	€ 864,00	€ 864,00
Rete gas metano	crp	1,0	€ 994,29	€ 994,29
Gruppo frigorifero pot. 13kW Thermocold MEX 112Z	n°	1,0	€ 7.900,00	€ 7.900,00
			TOT	€ 12.074,14

Nella tabella di raffronto economico è stato riportato il costo effettivo delle apparecchiature così come da progetto iniziale di riferimento, con costi di riferimento normalmente utilizzati in progetti privati e pubblici.



VILLA MONOFAMILIARE Santo Spirito - Bari

RISPARMIO ANNUO

CASO IN ESAME "A" Villa Unifamiliare		Temp. Fluido	Risparmio	Risparmio
		55°C	annuo €	annuo %
Climatizzazione invernale secondo UNI/TS 11300-1 e 11300-2				
A) Indice di prestazione energetica di progetto con caldaia	kWh/m2 anno	53,10		
B) Indice di prestazione energetica di progetto con DUO	kWh/m2 anno	28,30		
C) Superficie utile di progetto	m2	320,0		
D) Fabbisogno energetico per riscaldamento con caldaia (AxC)	kWh anno	16.992,0		
E) Fabbisogno energetico per riscaldamento con DUO (BxC)	kWh anno	9.056,0	E/D	46,70%
Spesa annua con Generatore a condensazione (Dxcosto metano)	€	1.352,42		
Spesa annua con DUO a Te medio 7°C (E/COPx0,11)	€	343,50	1.008,92	74,60%
Spesa annua con DUO a Te medio 0°C (E/COPx0,11)	€	352,00	1.000,42	73,97%

Acqua calda sanitaria				
A) Indice di prestazione energetica di progetto con caldaia	kWh/m2 anno	23,00		
B) Indice di prestazione energetica di progetto con DUO	kWh/m2 anno	9,60		
C) Superficie utile di progetto	m2	320,0		
D) Fabbisogno energetico per ACS con caldaia (AxC)	kWh anno	7.360,0		
E) Fabbisogno energetico per ACS con DUO (BxC)	kWh anno	3.072,0	E/D	58,26%
Spesa annua con Generatore a condensazione (Dxcosto metano)	€	585,80		
Spesa annua con DUO a Te medio 7°C (E/COPx0,11)	€	116,52	469,27	80,11%
Spesa annua con DUO a Te medio 0°C (E/COPx0,11)	€	119,41	466,39	79,62%

Globale Riscaldamento + sanitario				
A) Indice di prestazione energetica GLOBALE con caldaia	kWh/m2 anno	76,10		
B) Indice di prestazione energetica GLOBALE con DUO	kWh/m2 anno	37,90		
C) Superficie utile di progetto	m2	320,0		
D) Fabbisogno energetico TOTALE con caldaia (AxC)	kWh anno	24.352,0		
E) Fabbisogno energetico TOTALE con DUO (BxC)	kWh anno	12.128,0	E/D	50,20%
Spesa annua con Generatore a condensazione (Dxcosto metano)	€	1.938,22		
Spesa annua con DUO a Te medio 7°C (E/COPx0,11)	€	460,03	1.478,19	76,27%
Spesa annua con DUO a Te medio 0°C (E/COPx0,11)	€	471,41	1.466,81	75,68%

Risparmi annui ottenibili con fluido a 55° C e temperature esterne 0° C o 7° C utilizzando l'unità Thermocold Duo 118



I primi risultati di marzo 2012 confermano le previsioni di consumo di energia elettrica con contatore dedicato pari a 39,00€

CENTRO BENESSERE



Santa Caterina Park Hotel
Via della Cisa 3° Traversa - 19038 Sarzana

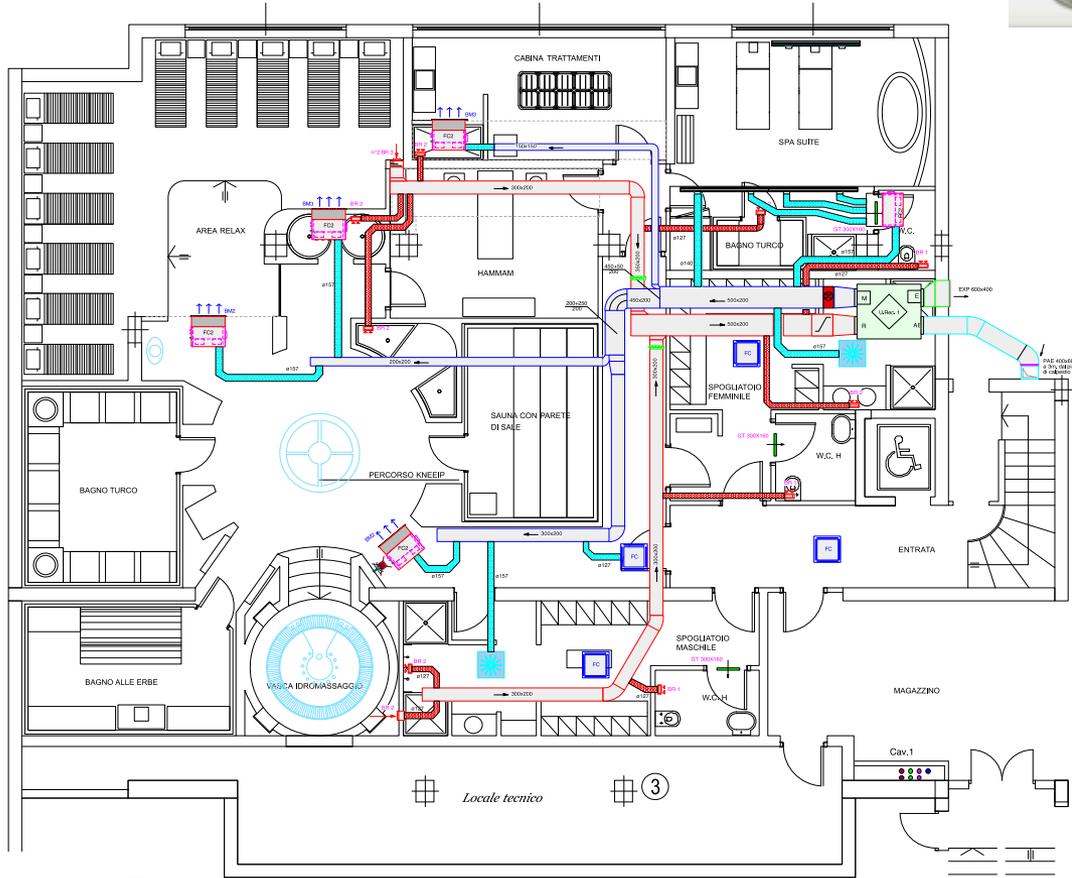
CENTRO BENESSERE Superficie
340+250mq

**IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE
PRODUZIONE ACQUA CALDA SANITARIA
INTEGRAZIONE SOLARE**

**Pompa di calore
THERMOCOLD DUO HAEVY 190**

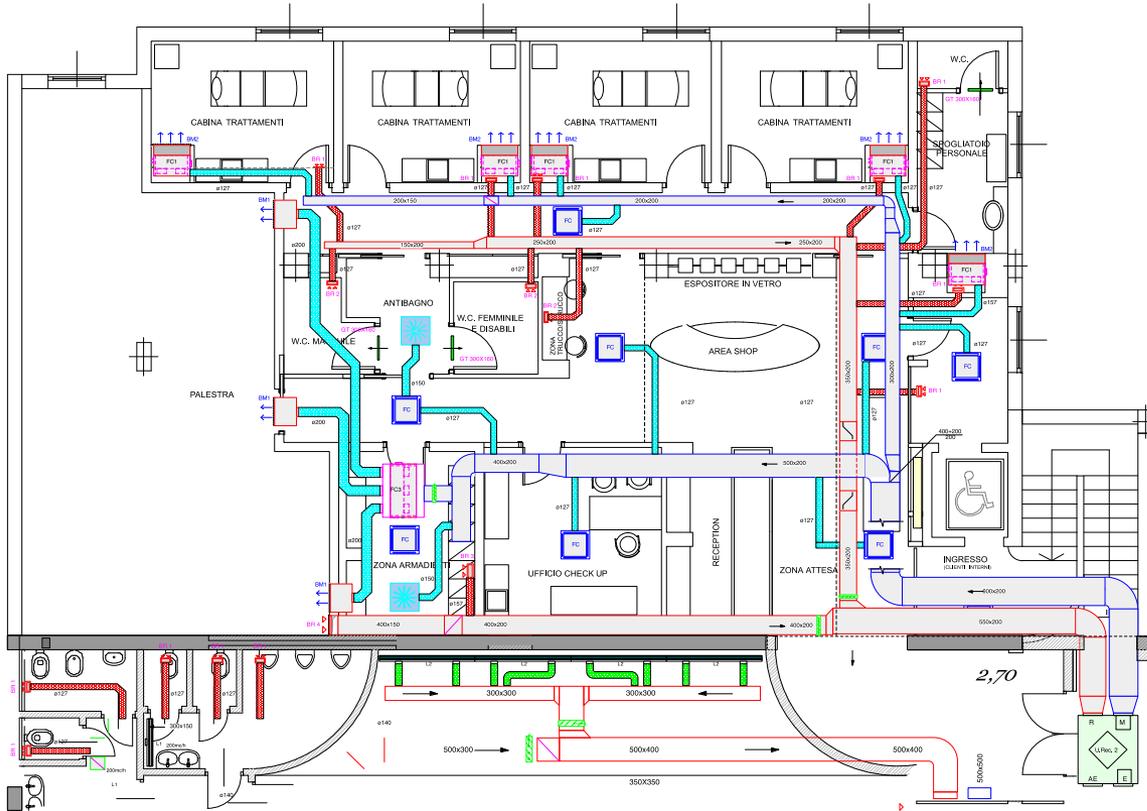
ULTIMAZIONE LAVORI Giugno 2012





Piano Interrato





Piano Terra

Ing. Rocco Luciano Uva





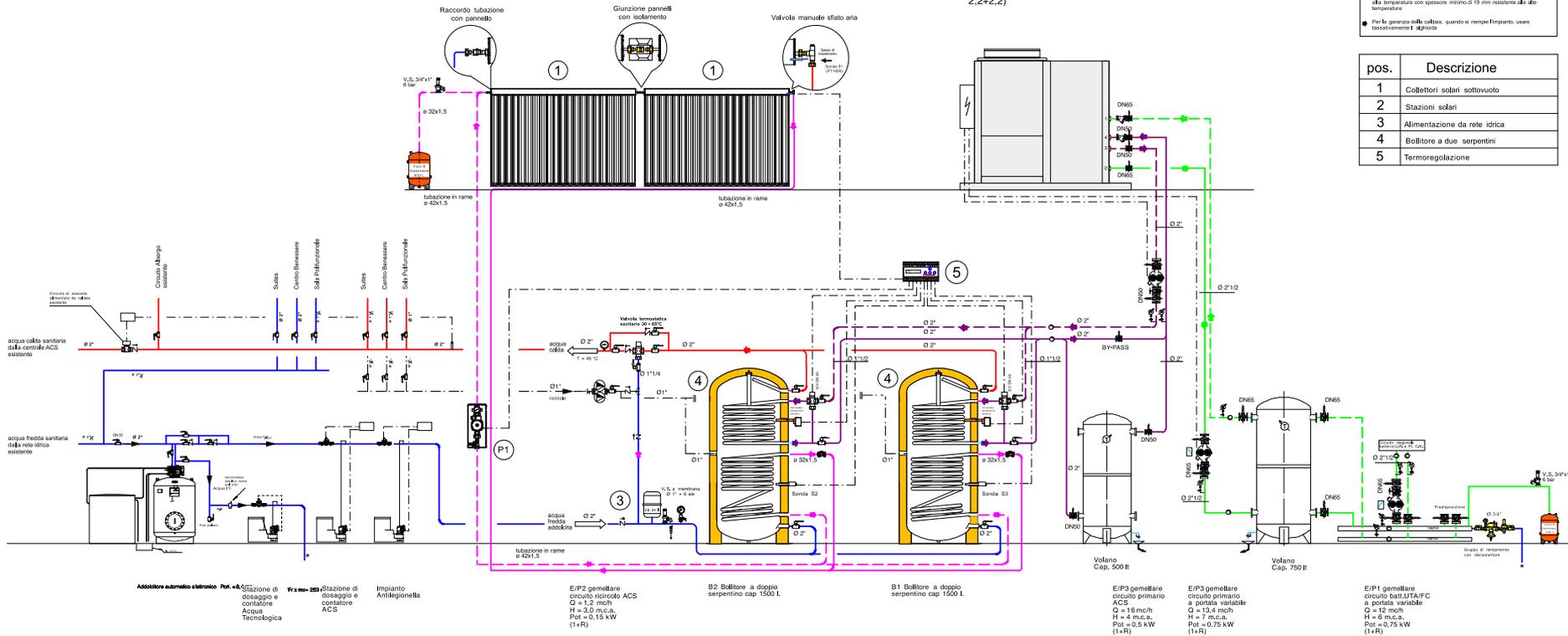
SCHEMA FUNZIONALE CENTRO BENESSERE E PRODUZIONE ACQUA CALDA SANITARIA

n°8 Collettori solari a tubi sottovuoto
Superficie assorbimento ciascun
collettore 3,02 mq

Generatore termico multifunzione per il riscaldamento, la climatizzazione e la produzione di acqua calda sanitaria e gruppo idronico integrato tipo Thermocold modello Heavy taglia 190
Pot. Frig = 57,73 kW (35°E_7/12°C),
Pot. Term = 86,95 kW (0°E_55°C),
Pot. Rec ACS = 42,80_59,80 kW (7/12°C_55°C)
Pot. ass. max = 30,41 kW (-15°C) (nom. 30,41+1,5+E/P 2,2+2,2)

PRESCRIZIONI	
PER LA REALIZZAZIONE DELL'IMPIANTO SOLARE	
•	Tutte le tubazioni componenti il circuito solare devono essere adeguatamente in rame.
•	Tutte le giunzioni devono essere tassativamente realizzate in saldaio o con raccordi con ogni tipo di tenuta in ottone del tipo a stringere.
•	L'isolamento delle tubazioni in rame deve essere realizzato con guaina polietilene a temperatura con spessore minimo di 19 mm resistente alle alte temperature.
•	Per la gestione della caldaia, quando si riempie l'impianto, usare tassativamente il siphono.

pos.	Descrizione
1	Collettori solari sottovuoto
2	Stazioni solari
3	Alimentazione da rete idrica
4	Bollitore a due serpentine
5	Termoregolazione

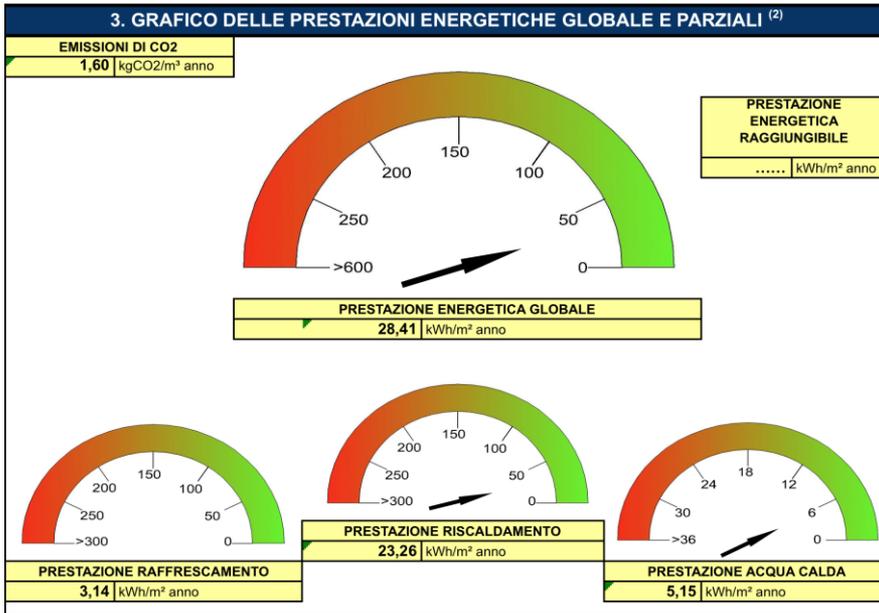


ATTESTATO DI CERTIFICAZIONE ENERGETICA

Edifici residenziali

1. INFORMAZIONI GENERALI ⁽¹⁾			
Codice Certificato	201210	Validità	10 anni
Riferimenti catastali	Foglio 0110 - Part 1040		
Indirizzo edificio	Terza traversa Via Cisa 19038- Sarzana - SP		
Nuova costruzione	<input checked="" type="checkbox"/>	Passaggio di proprietà	<input type="checkbox"/>
Riqualificazione energetica	<input type="checkbox"/>		
Proprietà	Leasint Spa	Telefono	
Indirizzo	Milano, Via Montebello, 18	E-mail	

2. CLASSE ENERGETICA GLOBALE DELL' EDIFICIO	
Edificio di classe:	B



4. QUALITA' INVOLUCRO PROPOSTA (RAFFRESCAMENTO) ⁽³⁾	I	II	III	IV	V
	V				

5. METODOLOGIE DI CALCOLO ADOTTATE ⁽⁴⁾	Valutazione di progetto in base a UNI TS 11300
---	--



Sono state redatte le certificazioni energetiche dell'edificio con generatore termico a condensazione e con pompa di calore Duo

I risultati sono stati i seguenti:
 utilizzando un **generatore termico a condensazione avremmo un edificio in classe B** con indice di prestazione energetica per il riscaldamento pari a **23,26 kWh/m² anno**, prestazione energetica per la produzione di acqua calda sanitaria pari a **5,15 kWh/m² anno** ed indice di prestazione per raffrescamento **3,14 kWh/m² anno**

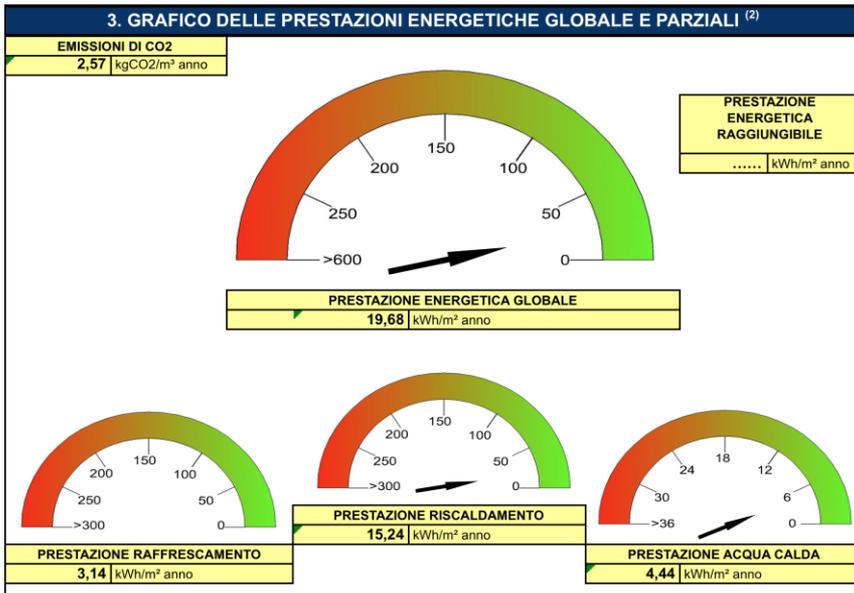
EPgl 28,41 kWh/m² anno

ATTESTATO DI CERTIFICAZIONE ENERGETICA

Edifici residenziali

1. INFORMAZIONI GENERALI ⁽¹⁾				
Codice Certificato	201210	Validità	10 anni	
Riferimenti catastali	Foglio 0110 - Part 1040			
Indirizzo edificio	Terza traversa Via Cisa 19038- Sarzana - SP			
Nuova costruzione	<input checked="" type="checkbox"/>	Passaggio di proprietà	<input type="checkbox"/>	Riqualificazione energetica
Proprietà	Leasint Spa	Telefono		
Indirizzo	Milano, Via Montebello, 18	E-mail		

2. CLASSE ENERGETICA GLOBALE DELL' EDIFICIO	
Edificio di classe:	A



4. QUALITA' INVOLUCRO PROPOSTA (RAFFRESCAMENTO) ⁽³⁾	I	II	III	IV	V
	V				

5. METODOLOGIE DI CALCOLO ADOTTATE ⁽⁴⁾	Valutazione di progetto in base a UNI TS 11300
---	--



Utilizzando pompa di calore Duo l' edificio risulta in classe A con indice di prestazione energetica per il riscaldamento pari a 15,24 kWh/m² anno, di prestazione energetica per la produzione di acqua calda sanitaria pari a 4,44 kWh/m² anno ed indice prestazione raffrescamento 3,14 kWh/m² anno

EPgl 19,68 kWh/m² anno



RAFFRONTO ECONOMICO



COMPUTO METRICO ESTIMATIVO				
Santa Caterina Sarzana La Spezia				
RAFFRONTO PRODUZIONE FLUIDO FREDDO 150kW CALDO 120kW				
Soluzione A				
Pompa di calore multifunzionale a doppio ciclo per produzione di fluido freddo e caldo ad alta temperatura Pot.nom. Frig 51,27 kW (35°E_7/12°C), Pot nom.Term 92,50 kW (7°E_80/75°C), Pot nom.Rec ACS 64,86 kW				
Thermocold modello Heavy taglia 190	cad	1,0	€ 48.623,30	€ 48.623,30
		TOT		€ 48.623,30
Soluzione B				
Generatore termico modulare a gas metano a condensazione solo riscaldamento pot. 17-120kW Viessmann Vitomodul 200W				
Viessmann Vitomodul 200W	cad	1,0	€ 15.500,00	€ 15.500,00
Canna fumaria	crp	1,0	€ 1.500,00	€ 1.500,00
Rete gas metano	crp	1,0	€ 2.500,00	€ 2.500,00
Gruppo frigorifero pot. 140kW	n°	1,0	€ 24.000,00	€ 24.000,00
Contratto condominiale AMGAS	crp	1,0	€ 500,00	€ 500,00
Pratica ISPESL	crp	1,0	€ 650,00	€ 650,00
Pratica V.V.F.	crp	1,0	€ 1.000,00	€ 1.000,00
		TOT		€ 45.650,00

Nella tabella di raffronto economico è stato riportato il costo effettivo delle apparecchiature così come da progetto iniziale di riferimento, con costi di riferimento normalmente utilizzati in progetti privati e pubblici.





RISPARMIO ANNUO

CASO IN ESAME Santa Caterina Sarzana		Temp. Fluido	Risparmio	Risparmio
		55°C	annuo €	annuo %
Climatizzazione invernale secondo UNI/TS 11300-1 e 11300-2				
A) Indice di prestazione energetica di progetto con caldaia	kWh/m2 anno	23,26		
B) Indice di prestazione energetica di progetto con DUO	kWh/m2 anno	15,24		
C) Superficie utile di progetto	m2	590,0		
D) Fabbisogno energetico per riscaldamento con caldaia (Ax C)	kWh anno	13.723,4		
E) Fabbisogno energetico per riscaldamento con DUO (Bx C)	kWh anno	8.991,6	E/D	34,48%
Spesa annua con Generatore a condensazione (Dx costo metano)	€	1.092,27		
Spesa annua con DUO a Te medio 7°C (E/COPx0,11)	€	341,06	751,21	68,78%
Spesa annua con DUO a Te medio 0°C (E/COPx0,11)	€	349,50	742,77	68,00%

Risparmi annui ottenibili con fluido a 55° C e temperature esterne 0° C o 7° C utilizzando l'unità Thermocold Duo 190

Acqua calda sanitaria				
A) Indice di prestazione energetica di progetto con caldaia	kWh/m2 anno	5,15		
B) Indice di prestazione energetica di progetto con DUO	kWh/m2 anno	4,44		
C) Superficie utile di progetto	m2	590,0		
D) Fabbisogno energetico per ACS con caldaia (Ax C)	kWh anno	3.038,5		
E) Fabbisogno energetico per ACS con DUO (Bx C)	kWh anno	2.619,6	E/D	13,79%
Spesa annua con Generatore a condensazione (Dx costo metano)	€	241,84		
Spesa annua con DUO a Te medio 7°C (E/COPx0,11)	€	99,36	142,48	58,91%
Spesa annua con DUO a Te medio 0°C (E/COPx0,11)	€	101,82	140,02	57,90%

Globale Riscaldamento + sanitario				
A) Indice di prestazione energetica GLOBALE con caldaia	kWh/m2 anno	28,41		
B) Indice di prestazione energetica GLOBALE con DUO	kWh/m2 anno	19,68		
C) Superficie utile di progetto	m2	590,0		
D) Fabbisogno energetico TOTALE con caldaia (Ax C)	kWh anno	16.761,9		
E) Fabbisogno energetico TOTALE con DUO (Bx C)	kWh anno	11.611,2	E/D	30,73%
Spesa annua con Generatore a condensazione (Dx costo metano)	€	1.334,11		
Spesa annua con DUO a Te medio 7°C (E/COPx0,11)	€	440,42	893,69	66,99%
Spesa annua con DUO a Te medio 0°C (E/COPx0,11)	€	451,32	882,79	66,17%

- In definitiva la costanza delle rese termiche, la libera scelta progettuale della temperatura di mandata, anche a bassissime temperature esterne, unita all'affidabilità dei componenti non soggetti ad elevati stress meccanici, delle pompe di calore DUO, permettono finalmente di superare il pregiudizio che ha sinora accompagnato l'utilizzo di pompe di calore come unico elemento di produzione di acqua calda o refrigerata.
- La soluzione con doppio ciclo in cascata permette di superare tali limiti delle pompe di calore rendendole competitive anche in condizioni particolarmente gravose (temperature esterne rigide, necessità di acqua prodotta a elevate temperature).
- I dati ottenuti dai primi monitoraggi di impianti realizzati con questi sistemi hanno confermato le aspettative in termini di prestazione, efficienza e risparmio.

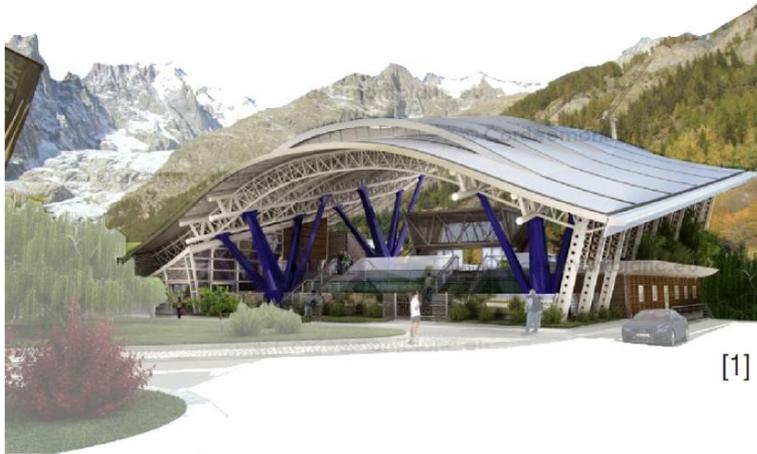


Cultura e Tecnica per Energia Uomo e Ambiente

Impiego di pompe di calore aria-acqua per applicazioni a bassissime temperature esterne: la nuova Funivia del Monte Bianco

Prof. Ing. Paolo Oliaro
Polimi, Dip. BEST
Advanced Engineering s.r.l.

Le nuove stazioni funiviarie



- [1] Stazione di valle Pontal d'Entrèves
- [2] Stazione intermedia Pavillon Mont Frèty
- [3] Stazione di monte Punta Helbronner

Obiettivi

- ✓ **Ottimizzazione energetico - ambientale** del progetto delle tre stazioni della Nuova Funivia del Monte Bianco secondo una procedura razionale di revisione di tutti i sistemi energetici che fanno parte del sistema edificio-impianto

- ✓ **Elaborazione di proposte di variante** del progetto a base di gara allo scopo di migliorare l'efficienza energetica e la qualità ambientale del progetto tale da poter qualificare, per quanto possibile, il complesso delle tre stazioni come uno **“zero-energy building” ad alta quota**

Queste caratteristiche di assoluta unicità hanno richiesto **strategie progettuali e di analisi elaborate ad hoc** per ottenere i risultati in termini di riduzione del fabbisogno di energie primaria descritti nel seguito (maggiori del 90% rispetto al progetto posto a base di gara).

Metodologia

La metodologia di ottimizzazione energetica è basata sull'analisi del **sistema edificio-impianto come un sistema integrato**.

I punti critici che influenzano le analisi sono:

- condizioni climatiche estreme;
- notevole variabilità nel numero di passeggeri sia durante il giorno che nell'arco dell'anno;
- funzioni diverse all'interno dello stesso edificio (aree di circolazione, servizi, ristorante, bar, cinema, uffici,...);
- architettura contemporanea con uso di acciaio e grandi superfici vetrate.

La gerarchia di approccio è la seguente:

1. **riduzione dei fabbisogni energetici utili**, determinati sostanzialmente dalla qualità dell'involucro e dai recuperi energetici;
2. **minimizzazione del fabbisogno di energia primaria** attraverso **sistemi impiantistici avanzati**;
3. **realizzazione di impianti da fonte rinnovabile** per l'autoproduzione dell'energia residua necessaria.

Metodologia

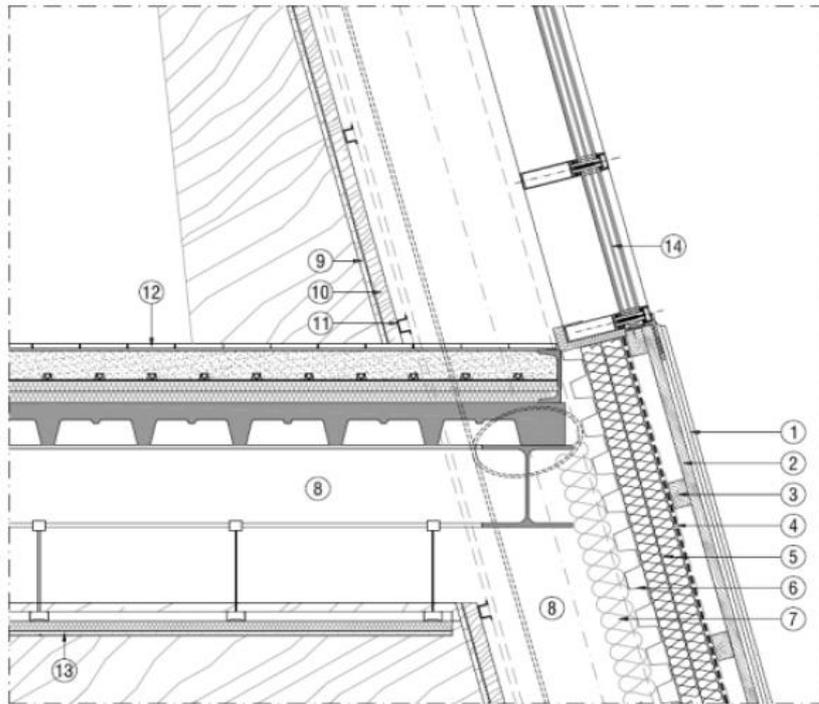
L'elaborazione delle proposte migliorative ha seguito le seguenti fasi:

- ✓ **ricostruzione del bilancio energetico** dei sistemi edificio – impianti, sia mediante procedure di calcolo in regime stazionario (**UNI TS 11300**) che mediante simulazione in regime dinamico (**EnergyPlus**)
- ✓ identificazione delle **potenzialità critiche di ottimizzazione**
- ✓ definizione degli interventi migliorativi per **l'involucro edilizio** (stratigrafie, materiali e simulazione dettagliata dei ponti termici)
- ✓ identificazione di sistemi avanzati di **recupero energetico** e minimizzazione dei fabbisogni di energia utile
- ✓ adozione di **configurazioni impiantistiche innovative** e minimizzazione dei fabbisogni di energia primaria
- ✓ proposta di sistemi per produzione di **energia rinnovabile** dimensionati sul fabbisogno residuo di energia primaria

Soluzioni proposte: involucro

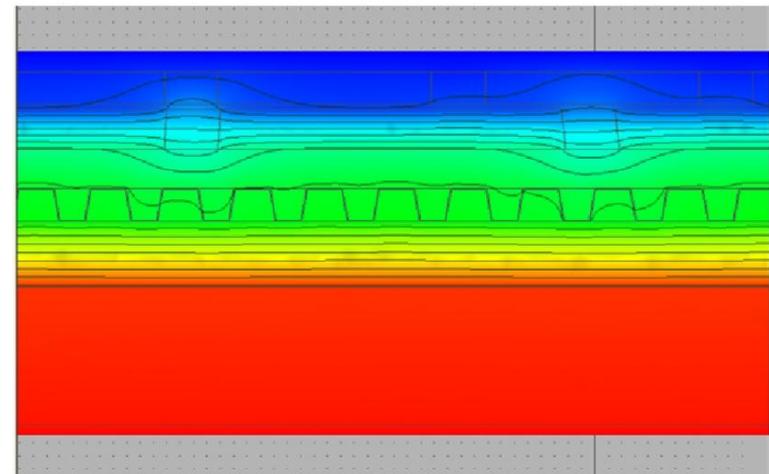
- ✓ **Ottimizzazione di stratigrafie e materiali isolanti** con riduzione del 40% della trasmittanza termica; uso di materiali a bassa energia incorporata (riduzione del 55%) e basso impatto ambientale (riduzione dell'81% del GWP, effetto serra potenziale)
- ✓ Nelle parti opache, **sostituzione del vetro cellulare espanso** previsto inizialmente ($\lambda = 0,040$ W/mK) **con lana di roccia** ($\lambda = 0,035$ W/mK) di maggiore spessore
- ✓ Valori di trasmittanza termica ottenuti: **$U = 0,15$ W/m²K** per la stazione di Punta Helbronner (vincoli sugli spessori totali), **$U = 0,11$ W/m²K** per le stazioni di Pontal d'Entreves e Pavillon
- ✓ **Studio dettagliato delle stratigrafie e dei punti singolari tramite simulazione agli elementi finiti** per la verifica dell'andamento delle temperature e del rischio di condensa interstiziale. **Correzione dei ponti termici** tramite materiale iperisolante nanostrutturato ($\lambda < 0,015$ W/mK)
- ✓ **Adozione serramenti con vetri tripli selettivi a bassa trasmittanza termica** ($U_w = 0,8$ 1,0 W/m²K) e ad alta trasmissione luminosa per garantire la migliore visione del paesaggio esterno e massimizzare il contributo della luce naturale
[nota: problematiche per l'installazione ad alta quota relative alla stabilità del gas in intercapedine]

Soluzioni proposte: involucro

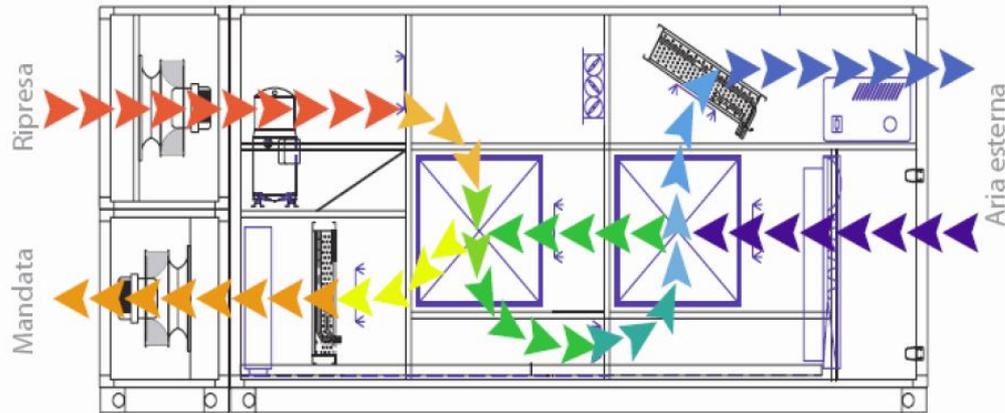


◀ Dettaglio costruttivo della stratigrafia ottimizzata nel nodo parete-solaio-serramento

▼ Analisi di ponte termico: sviluppo agli elementi finiti

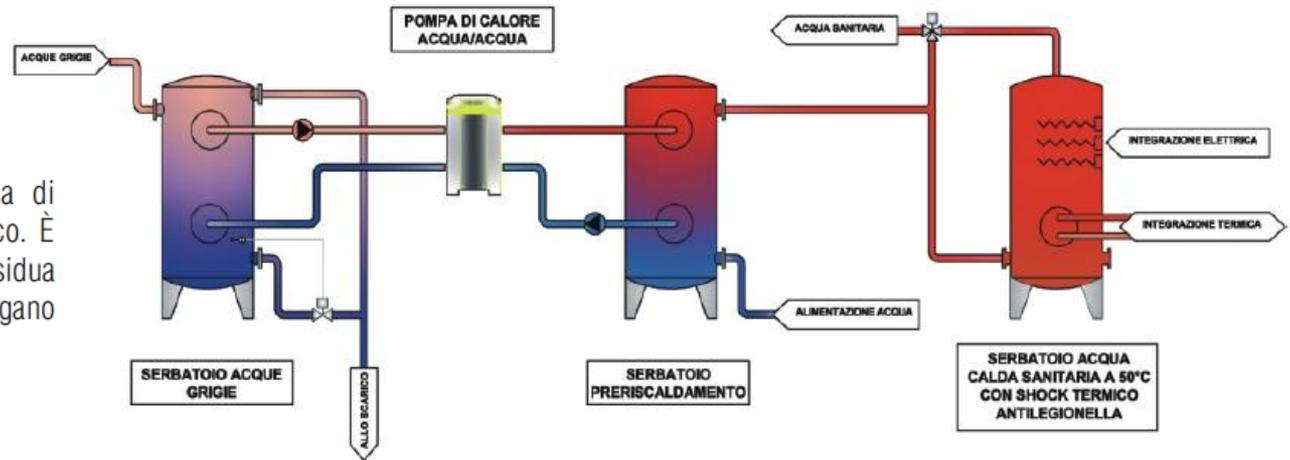


Soluzioni proposte: recuperi



Schema tipologico di funzionamento di un doppio recuperatore statico

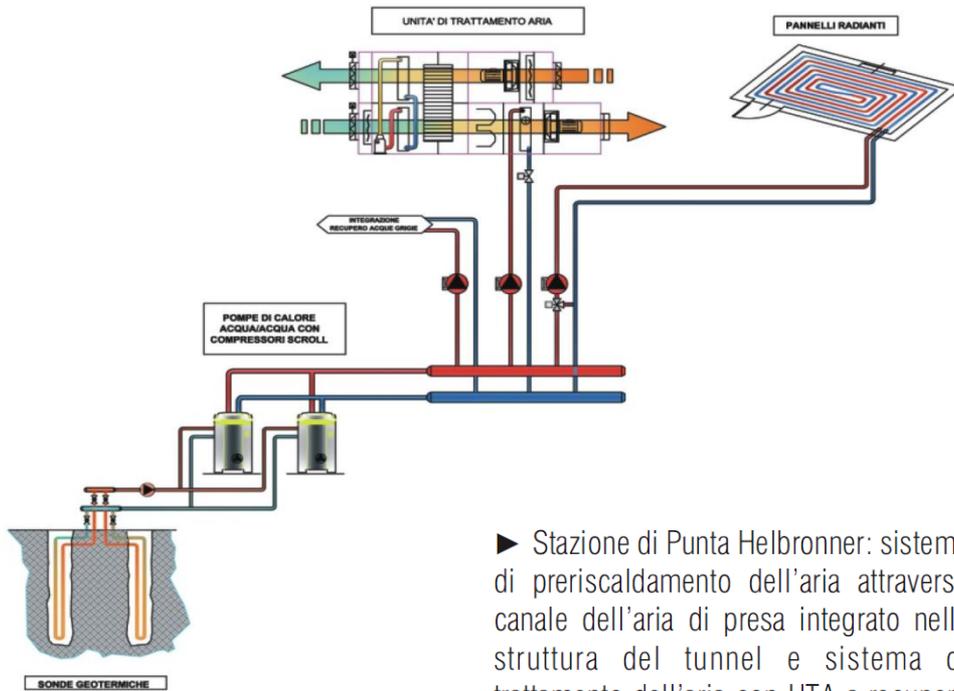
► Schema concettuale del sistema di recupero dalle acque grigie di scarico. È previsto il recupero dell'energia residua delle acque grigie prima che vengano avviate allo scarico



Soluzioni proposte: recuperi

- ✓ Recupero termico dalle **acque grigie di scarico** mediante il convogliamento in un serbatoio e scambio termico con pompa di calore per il pre-riscaldamento dell'acqua calda sanitaria
- ✓ Recupero del **calore sensibile (e anche latente per la stazione di Punta Helbronner) sull'aria di ventilazione estratta**, con efficienza fino al 90% anche a temperature dell'aria in ingresso estremamente basse
- ✓ **Doppio recuperatore statico** con controllo avanzato della formazione di brina e ottimizzazione dei cicli di sbrinamento
- ✓ **Recupero dell'energia elettrica in fase di frenatura degli impianti funiviari**; recupero del calore prodotto dai motori della funivia mediante pompa di calore aria-acqua posta nei locali tecnici
- ✓ Recupero estivo dell'**energia solare incidente sui solai di pavimento** mediante la **circolazione di acqua nei pannelli radianti**; l'energia termica raccolta viene utilizzata per riscaldare i locali più freddi o per la produzione dell'acqua calda sanitaria

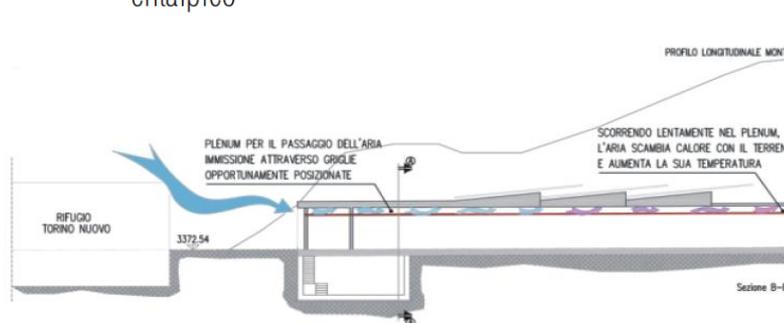
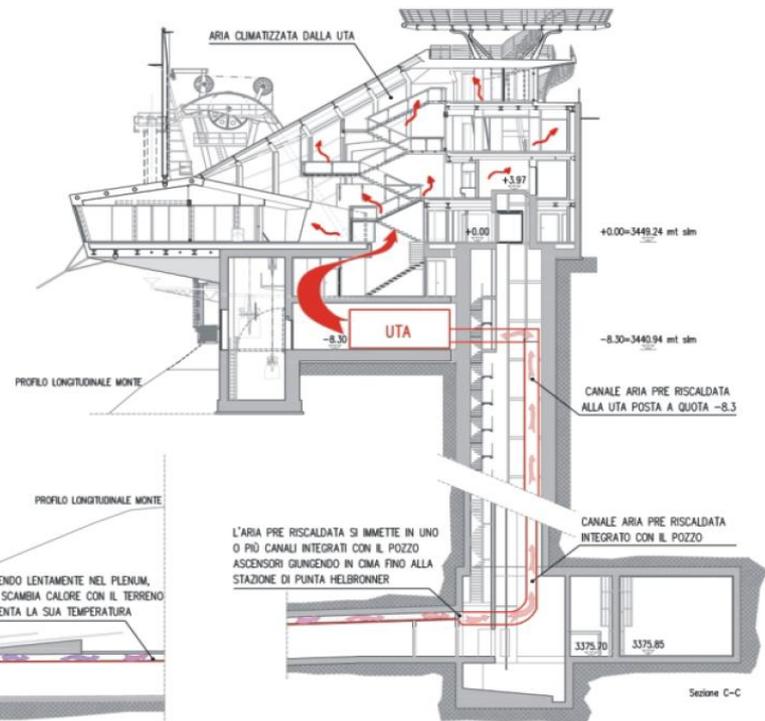
Soluzioni proposte: impianti



► Stazione di Punta Helbronner: sistema di preriscaldamento dell'aria attraverso canale dell'aria di presa integrato nella struttura del tunnel e sistema di trattamento dell'aria con UTA a recupero entalpico

◀ Schema impianto stazione di Pavillon. Pompe di calore geotermiche invertibili asservite a unità di trattamento aria con recuperatore entalpico e sistema radiante a bassa inerzia

STAZIONE DI PUNTA HELBRONNER – SISTEMI DI PRERISCALDAMENTO E TRATTAMENTO DELL'ARIA

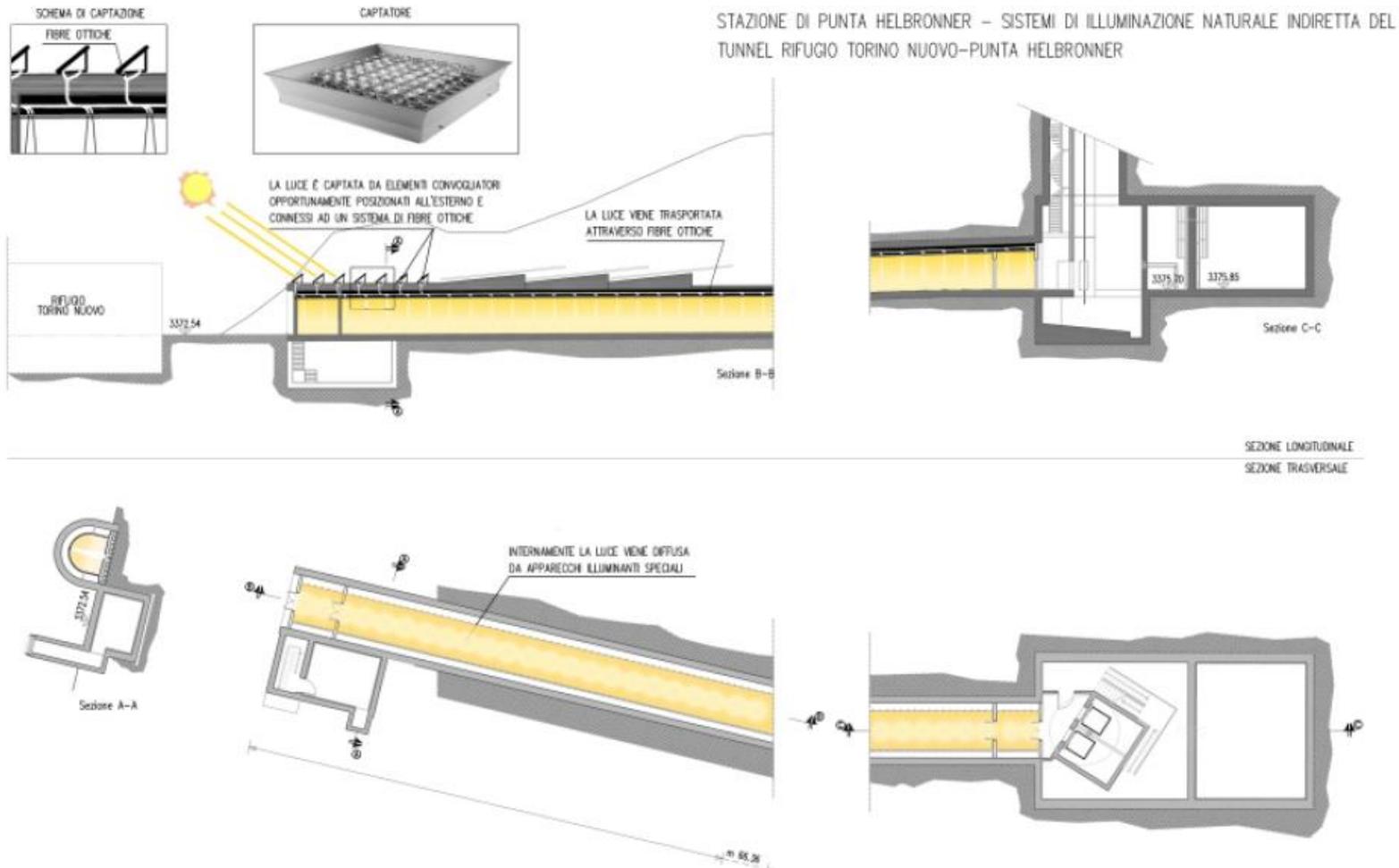


Soluzioni proposte: impianti

L'obiettivo principale, oltre all'ottimizzazione energetica, è stata la **conversione di tutti i sistemi all'alimentazione elettrica**, in modo da evitare i possibili problemi ambientali e di approvvigionamento combustibile derivanti dai sistemi a combustione

- ✓ Installazione di **pompe di calore geotermiche** (Pontal, Pavillon) e **aria-acqua** (Punta Helbronner) reversibili e ad **altissima efficienza anche a temperature molto basse**, con compressori scroll, per il riscaldamento, la produzione di acqua calda sanitaria e la produzione di acqua refrigerata (in estate)
- ✓ **Sostituzione di un cogeneratore** a gasolio previsto nel progetto a base di gara (Punta Helbronner) con pompa di calore e conseguente eliminazione dei rischi ambientali nonché della produzione di inquinanti in loco
- ✓ **Semplificazione impiantistica** mediante la **revisione dei circuiti di distribuzione e la riduzione degli ingombri e delle potenze dei generatori** (ottenuta grazie alle proposte migliorative dell'involucro)
- ✓ Sistema di **preriscaldamento geotermico dell'aria di ventilazione** mediante un **canale di presa aria integrato nelle strutture di un tunnel di collegamento** tra la stazione di Punta Helbronner e l'esistente rifugio Torino

Soluzioni proposte: impianti



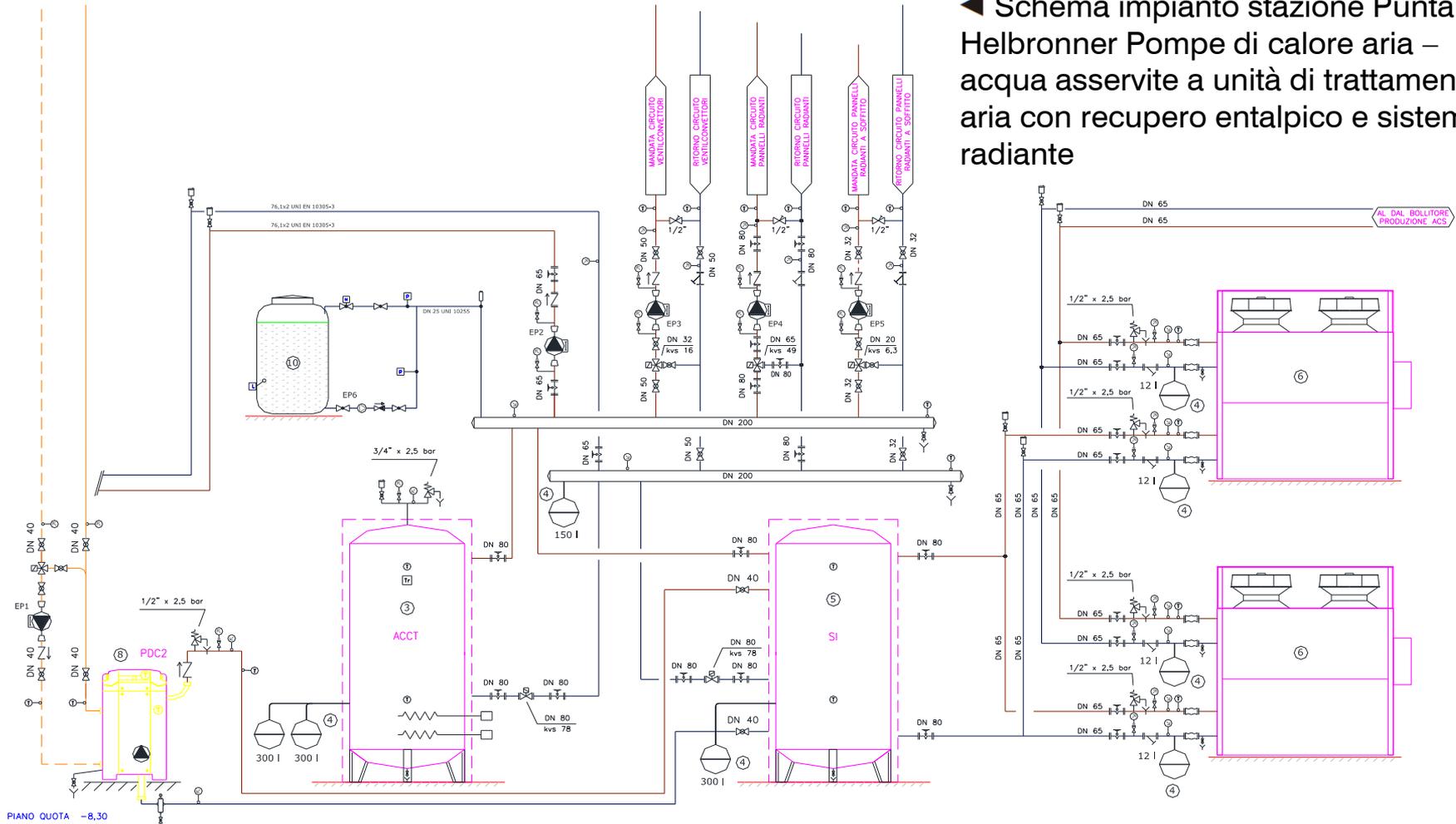
▲ Schema di captazione e trasporto della luce naturale all'interno del tunnel di collegamento tra unnel di collegamento tra la stazione di Punta Helbronner e l'esistente Rifugio Torino

Soluzioni proposte: impianti

- ✓ Installazione di apparecchi illuminanti con ottica **LED per gli spazi esterni** allo scopo di contenere i consumi elettrici e ridurre la necessità di interventi di manutenzione in condizioni difficili (posizioni o condizioni climatiche “difficili”)
- ✓ Simulazioni illuminotecniche per l’ottimizzazione dell’illuminazione interna e adottati sistemi di **regolazione automatica ad integrazione dell’illuminazione naturale**
- ✓ **Illuminazione del primo tratto del tunnel** di collegamento con il Rifugio Torino mediante **captatori di luce in superficie e fibre ottiche** (sfruttamento luce naturale)
- ✓ Strategie di **free cooling estivo** utilizzando l’aria esterna o per la ventilazione o lo scambio diretto tra pannelli radianti/ventilconvettori e acqua di falda per la climatizzazione
- ✓ Installazione di **pompe e ventilatori ad alta efficienza** modulabili mediante inverter (ventilatori calettati direttamente sull’albero motore)
- ✓ **Regolazione avanzata** degli impianti mediante **sensori di presenza, di qualità dell’aria** (concentrazione CO2) e **livello di illuminamento**
- ✓ Sistemi di **riduzione del fabbisogno idrico** mediante l’installazione di frangigetto, doppi scarichi wc, ecc. per la riduzione dei consumi energetici per acs e pompaggio dell’acqua dal fondo valle

Soluzioni proposte: impianti

◀ Schema impianto stazione Punta Helbronner Pompe di calore aria – acqua asservite a unità di trattamento aria con recupero entalpico e sistema radiante



Soluzioni proposte: impianti

Potenza dei generatori previsti

Progetto a base di gara

Punta Helbronner	Pavillon	Pontal d'Entreves
182 kW	308 kW	126 kW

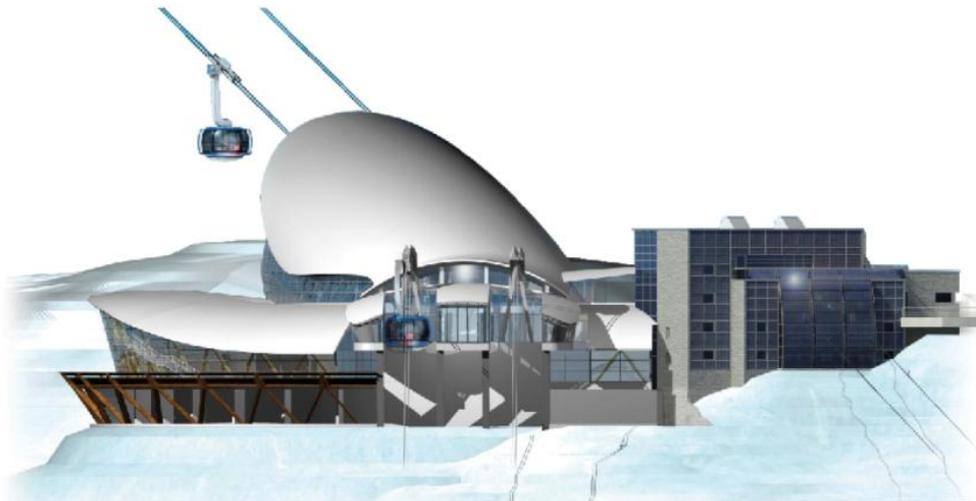
Variante proposta

Punta Helbronner	Pavillon	Pontal d'Entreves
126 kW (2x63)	262 kW (2x131)	1x85 kW

Soluzioni proposte: fonti rinnovabili

Fonti rinnovabili

- ✓ Impianto fotovoltaico integrato architettonicamente nelle tre stazioni per un totale di 180 kWp



Risultati: Punta Helbronner

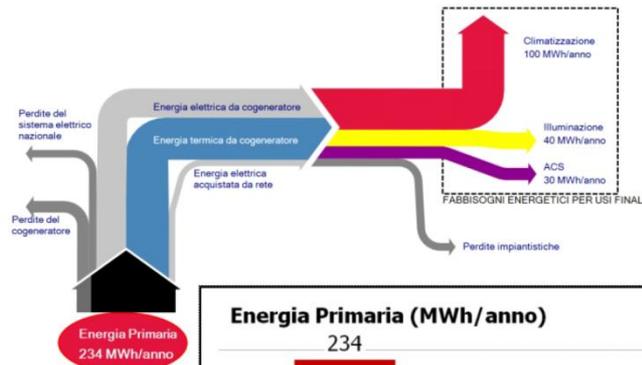
PROGETTO BASE GARA



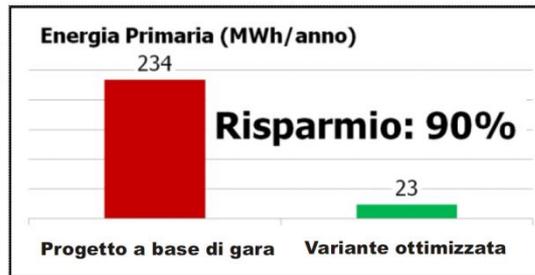
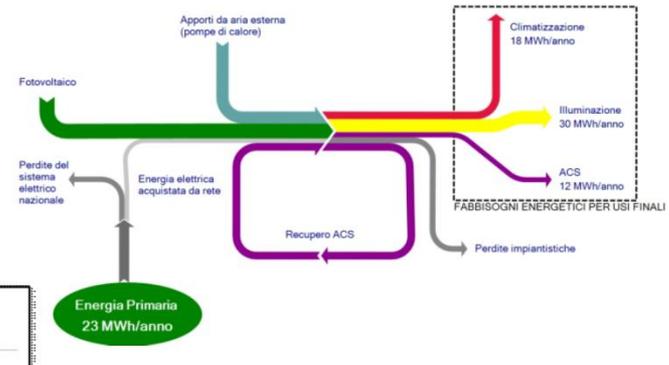
PROGETTO OTTIMIZZATO



BILANCIO ENERGETICO GLOBALE Norme EN ISO 15316, EN 15193 e UNI/TS 11300-2/3



BILANCIO ENERGETICO GLOBALE Norme EN ISO 15316, EN 15193 e UNI/TS 11300-2/3



STAZIONE DI PUNTA HELBRONNER

Risultati: Pavillon

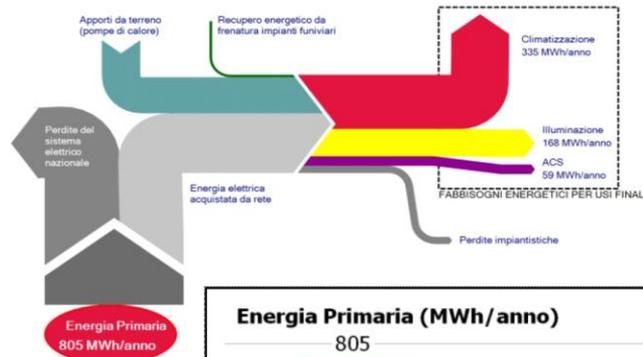
PROGETTO BASE GARA



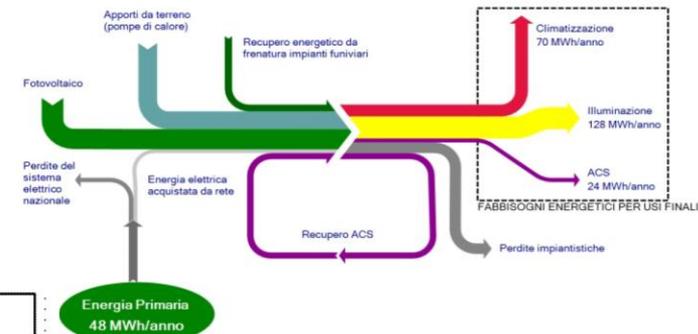
PROGETTO OTTIMIZZATO



BILANCIO ENERGETICO GLOBALE Norme EN ISO 15316, EN 15193 e UNI/TS 11300-2/3



BILANCIO ENERGETICO GLOBALE Norme EN ISO 15316, EN 15193 e UNI/TS 11300-2/3



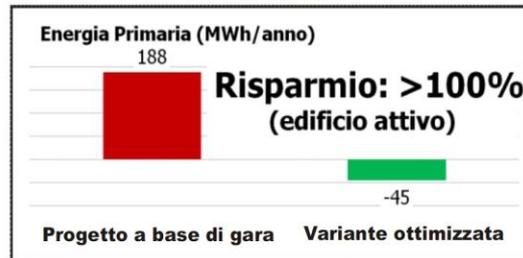
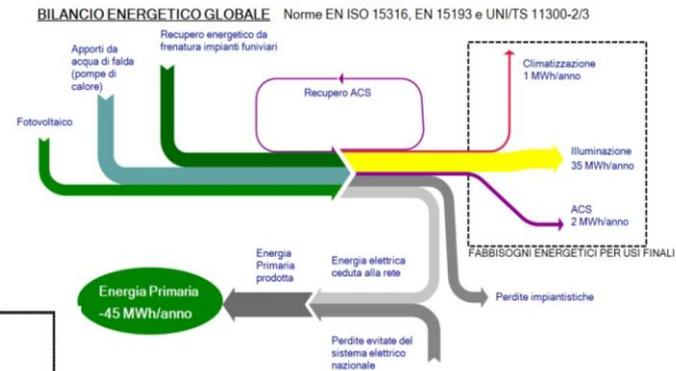
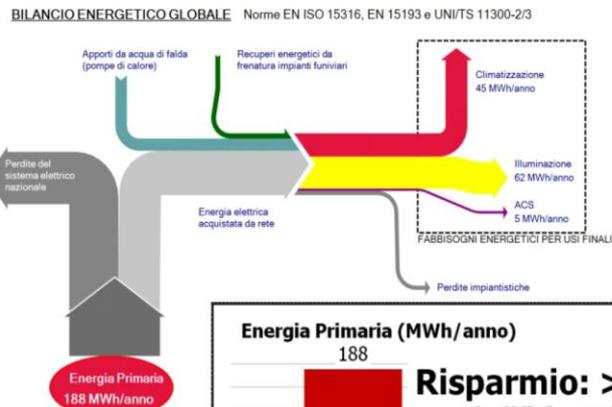
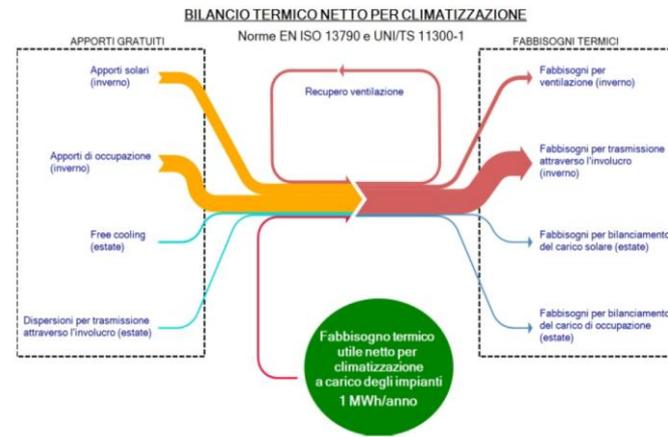
STAZIONE DI PAVILLON MONT FRETY

Risultati: Pontal d'Entreves

PROGETTO BASE GARA



PROGETTO OTTIMIZZATO



STAZIONE DI PONTAL D'ENTREVES



AiCARR

Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria Riscaldamento e Refrigerazione



Cultura e Tecnica per Energia Uomo e Ambiente

GRAZIE PER L'ATTENZIONE

Le opinioni espresse dagli associati non riflettono necessariamente il parere dell'AiCARR