

R. Lazzarin, A. Gasparella

# IL RECUPERO ENERGETICO NEGLI IMPIANTI DI VENTILAZIONE

## Valutazioni energetiche ed economiche

### 1 IL RECUPERO SENSIBILE

Un precedente articolo [1] ha descritto varie tipologie di scambiatori impiegabili nel recupero termico negli impianti di ventilazione. Le valutazioni sono state lì condotte per lo più sulla base dei valori di progetto che indicano la massima potenza recuperata da un dato scambiatore. La scelta di uno scambiatore va effettuata sulla base di una valutazione economica che deve tener conto dell'energia complessivamente recuperata su *base stagionale*.

Una prima grossolana approssimazione potrebbe derivare assumendo una potenzialità recuperata media pari al 50% di quella di progetto. L'energia complessivamente recuperata si ottiene moltiplicando il valore orario così calcolato per il numero di ore di funzionamento dell'impianto.

Un calcolo più preciso richiede di conoscere la *curva cumulativa* della temperatura rispettivamente nel periodo del riscaldamento e del raffreddamento: il valore della temperatura fissata per l'aria interna delimita immediatamente la *massima quota di energia recuperabile stagionalmente* per una data località.

La figura 1 illustra il caso del clima di Milano per la stagione invernale, per il quale, fissata una temperatura interna di 20 °C, l'energia recuperabile per m<sup>3</sup>/h di aria di ventilazione è pari a 86029 kJ (circa 24 kWh) per stagione. A fronte di una temperatura interna di 26 °C, d'estate la quota recuperabile si riduce ad appena 1615 kJ per m<sup>3</sup>/h (circa 0,5 kWh), come è illustrato dalla figura 2.

Sia nella situazione invernale che in quella estiva, vi sono almeno tre motivi per cui la quota effettivamente recuperata risulta inferiore al

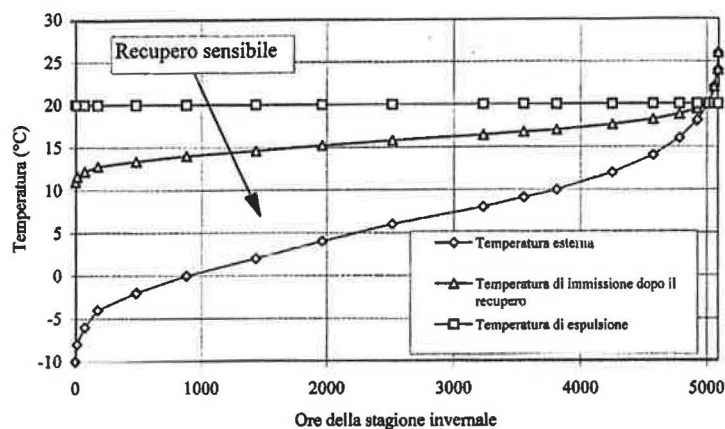


Figura 1 - Curva cumulativa della temperatura e recupero energetico sensibile massimo e con efficienza del recuperatore pari al 70% per il clima di Milano nella stagione invernale

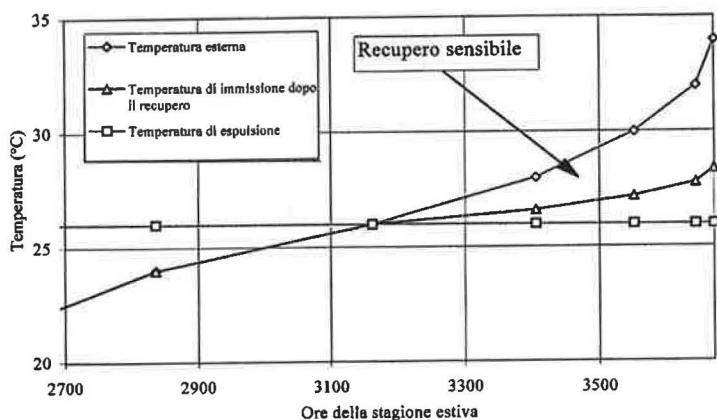


Figura 2 - Curva cumulativa della temperatura e recupero energetico sensibile massimo e con efficienza del recuperatore pari al 70% per il clima di Milano nella stagione estiva

valore così determinato:

- A) le ore di funzionamento possono limitarsi ad una parte della giornata;
- B) per temperature esterne poco diverse da quella interna, soprattutto d'inverno, può risultare inutile un trattamento dell'aria, essendo sufficienti, ad esempio, gli apporti gratuiti (interni od esterni);
- C) lo scambiatore avrà un'efficienza inferiore a quella unitaria.

Per quanto riguarda il primo punto, una riduzione dell'entità del recupero *proporzionale* alla frazione di non funzionamento dell'impianto è una prima discreta approssimazione per il calcolo dell'energia recuperata. Il fatto che il periodo di spegnimento sia soprattutto di notte comporta un certo grado di *sovrastima* del risparmio d'inverno e di *sottostima* d'estate (il periodo notturno comporta generalmente temperature un po' più basse di quelle diurne).

Per il punto B è facile verificare che, quando le temperature interna ed esterna sono vicine, il peso del recupero è molto limitato.

Ad esempio, togliere il contributo del recupero per una temperatura esterna superiore a 15 °C implica un minor recupero dell'ordine dell'1% in un clima come Milano, con valori più alti in un clima mite (a Palermo è poco più del 10%).

Infine per il punto C l'efficienza dello scambiatore va direttamente ad influenzare l'energia complessivamente recuperata, come già evidenziato nelle figure 1 e 2 che tengono conto di un'efficienza del 70%.

La tabella I riassume una serie di valutazioni sul

Tabella I — Recupero sensibile invernale nei climi di Milano, Roma, Palermo

RECUPERO SENSIBILE INVERNALE			
Località	MILANO	ROMA	PALERMO
Gradi giorno	2404	1415	751
<b>CAPACITÀ DI PROGETTO W/(m<sup>3</sup>/h)</b>			
Capacità di progetto	13,3	11,0	9,0
Capacità di progetto con recupero $\epsilon=0,5$	9,1	7,7	6,5
Capacità di progetto con recupero $\epsilon=0,7$	7,4	6,3	5,5
<b>RECUPERO STAGIONALE kWh (m<sup>3</sup>/h) all'anno</b>			
Recupero stagionale massimo	23,90	14,52	6,71
Recupero fino a 15°C	23,59	13,92	5,94
Recupero fino al 50% di quello di progetto $\epsilon=0,5$	10,54	7,23	3,65
Recupero fino al 50% di quello di progetto $\epsilon=0,7$	14,76	10,12	5,10
Recupero con $\epsilon=0,5$ con limite a 15°C	11,95 11,79	7,26 6,96	3,35 2,97
Recupero con $\epsilon=0,7$ con limite a 15°C	16,73 16,51	10,17 9,75	4,70 4,16

recupero sensibile per i tre climi di Milano, Roma e Palermo nella stagione invernale. Le tre località appartengono rispettivamente alle zone E, D e B. Il primo dato fornito è la potenzialità termica specifica di progetto per portata unitaria di ventilazione. Per comodità dei progettisti si è scelta per unità il  $m^3/h$ : quindi la potenzialità termica specifica di progetto viene espressa in  $W/(m^3/h)$  ed è, come si constata facilmente, strettamente legata al clima ed alle condizioni di progetto esterne di entalpia, una volta fissato l'interno a  $20\text{ }^\circ\text{C}$  e U.R. 50%.

L'impiego di un sistema di recupero energetico consente di ridurre la potenzialità termica specifica di progetto.

I dispositivi impiegati nella tabella operano sulla quota sensibile e limitano, in funzione della loro efficienza di scambio termico, la potenzialità di progetto. I calcoli ipotizzano una portata espulsa pari a quella di rinnovo.

Nella tabella si riportano poi i valori del recupero stagionale sensibile massimo, calcolato mediante la curva cumulativa delle temperature. Subito dopo sono elencati i valori relativi ad un limite massimo di temperatura esterna di  $15\text{ }^\circ\text{C}$  per il funzionamento del recupero termico. Come si può apprezzare, questo limite non comporta una differenza molto marcata nei valori dell'energia recuperabile. Seguono poi, sempre in tabella I, le valutazioni del recupero stagionale per due efficienze del sistema di recupero, pari al 50% di legge ed al 70%.

Una prima valutazione è effettuata grossolanamente, stimando che il recupero medio stagionale sia dell'ordine del 50% del recupero in condizioni di progetto. La più precisa valutazione finale è basata sulle curve cumulative della temperatura dell'aria esterna nei tre climi. Il calcolo grossolano tende, per il clima di Milano, ad una leggera sottostima del risparmio entro il 10-15%. L'energia recuperata è quella relativa ad un funzionamento continuativo dell'impianto. I valori per funzionamento limitato ad un certo periodo della giornata e/o della settimana si ottengono, senza gravi errori, con riduzioni proporzionali alle ore di mancato funzionamento. Ad esempio, un'applicazione del terziario potrebbe presentare risparmi pari a circa la metà nel recupero stagionale di quanto indicato in tabella. La tabella II riprende l'analisi appena illustrata per il funzionamento estivo. La tabella ha molti punti di somiglianza con la precedente. Il primo valore è la capacità specifica di progetto per unità di portata di ventilazione, valutata in funzione dell'entalpia dell'aria esterna in condizioni di progetto. Il recupero sensibile permette di ridurre tale capacità in modo tanto più marcato quanto più efficiente il sistema di recupero.

Si ricordava la possibilità di un raffreddamento molto più spinto dell'aria espulsa, facendo evaporare dell'acqua [2]. La figura 3 illustra un sistema di recupe-

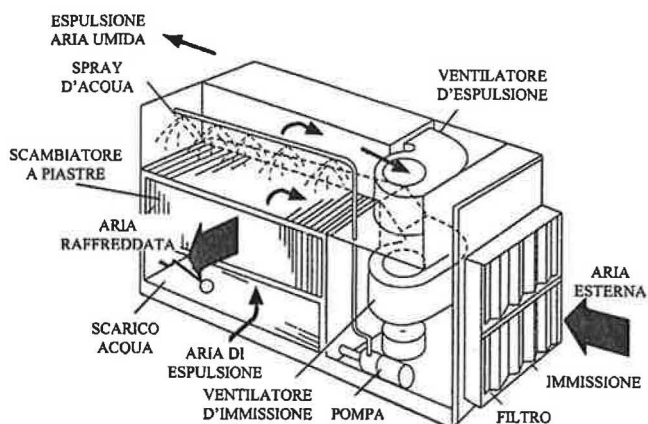


Figura 3 - Sistema di recupero compatto con raffreddamento evaporativo dell'aria espulsa

ro compatto che consente con uno scambiatore a piastre in plastica sia di attuare il raffreddamento evaporativo dell'aria espulsa che il raffreddamento dell'aria di rinnovo. Date delle condizioni interne di  $26\text{ }^\circ\text{C}$  e U.R. 50% è agevole rendersi conto come la saturazione adiabatica possa condurre ad una temperatura di uscita dell'aria dell'ordine di  $19\text{ }^\circ\text{C}$ .

Corrispondentemente si può avere una riduzione della capacità frigorifera specifica di progetto, di cui varrà la pena tener conto anche nella successiva analisi economica. A somiglianza della tabella costruita per l'inverno, i risparmi stagionali si valutano sia nel valore massimo sensibile sia con sistema di recupero con efficienza pari al 50% e al 70%. Ancora si fa sia la valutazione approssimativa, con recupero pari alla metà del valore di progetto, che il computo più preciso basato sulla curva cumulativa delle temperature esterne. In questo caso il calcolo grossolano comporta una sovrastima del risparmio che nei climi più caldi supera il 50%.

Le ultime due righe della tabella II sono dedicate ai valori stagionali di risparmio conseguibile con i due sistemi di recupero già considerati ( $\epsilon=0,5-0,7$ ), ma con raffreddamento evaporativo dell'aria espulsa (stavolta con un'efficienza del saturatore adiabatico pari al 90%). Il recupero sensibile aumenta nella stagione estiva da 2 a 7 volte a seconda del clima con il raffreddamento evaporativo indiretto. L'energia recuperata risulta superiore all'entità del recupero stagionale massimo, data l'efficacia del raffreddamento evaporativo. Questo implica da un lato che il recupero potrà risultare utile nel soddisfare anche parte degli altri carichi dell'edificio, dall'altro che, quanto meno, si potrà ritenere nullo il costo energetico della sola ventilazione.

È evidente l'interesse a prendere in considerazione tale soluzione: l'onere impiantistico non è molto alto ed il consumo d'acqua, valutato in una riga della tabella pari al valore doppio rispetto all'acqua effettivamente evaporata, per tener conto delle inefficienze e degli spurghi, presenta valori piuttosto contenuti,

Tabella II — Recupero sensibile estivo nei climi di Milano, Roma, Palermo

RECUPERO SENSIBILE ESTIVO			
Località	MILANO	ROMA	PALERMO
<b>CAPACITÀ DI PROGETTO W/(m<sup>3</sup>/h)</b>			
Capacità di progetto	5,4	5,6	7,9
Capacità di progetto con recupero $\epsilon=0,5$	4,3	4,3	7,0
Capacità di progetto con recupero $\epsilon=0,7$	3,9	3,9	6,6
Capacità di progetto con recupero $\epsilon=0,5$ e raffredd. evaporativo	3,3	3,3	5,9
Capacità di progetto con recupero $\epsilon=0,7$ e raffredd. evaporativo	2,5	2,4	5,2
<b>RECUPERO STAGIONALE kWh (m<sup>3</sup>/h) all'anno</b>			
Recupero stagionale massimo	0,45	0,78	0,42
Recupero fino al 50% di quello di progetto $\epsilon=0,5$	0,26	0,46	0,33
Recupero fino al 50% di quello di progetto $\epsilon=0,7$	0,37	0,65	0,46
Recupero con $\epsilon=0,5$	0,22	0,39	0,21
Recupero con $\epsilon=0,7$	0,31	0,54	0,29
Recupero massimo con raffreddamento evaporativo	2,64	3,72	4,90
Stima del consumo d'acqua kg (m <sup>3</sup> /h)	7,8	10,9	14,4
Recupero con $\epsilon=0,5$ e raffreddamento evaporativo	1,32	1,86	2,45
Recupero con $\epsilon=0,7$ e raffreddamento evaporativo	1,85	2,60	3,43

dell'ordine di 10-15 kg a stagione per m<sup>3</sup>/h di aria di ventilazione.

Dopo che l'aria di espulsione, raffreddata per evaporazione, ha raffreddato l'aria di rinnovo, la sua temperatura è ancora a valori più bassi della temperatura dell'aria esterna e potrebbe risultare vantaggiosa per contribuire al raffreddamento del condensatore della macchina frigorifera.

Un Autore [3] propone un intervento ancora più drastico sul fronte del raffreddamento evaporativo. Si tratta di realizzare uno scambio termico indiretto fra l'aria trattata fredda prima dell'immissione nell'ambiente e l'aria espulsa: in questo modo l'aria espulsa potrebbe già subire un raffreddamento fino a valori di 19-20 °C, cedendo al tempo stesso l'energia termica di *postriscaldamento*. Un ulteriore raffreddamento evaporativo dell'aria espulsa potrebbe portare la temperatura a circa 17 °C, guadagnando quindi un altro paio di gradi di raffreddamento rispetto al caso visto prima.

Si deve osservare che, perché lo schema sia realmente conveniente, deve essere previsto il postriscaldamento, avendo cura al tempo stesso di non eccedere nella temperatura di uscita dell'aria di immissione: infatti, dal momento che le temperature di uscita sono vicine ai 20 °C, vi è il rischio di un incremento

del carico frigorifero al di là di quanto imposto dal postriscaldamento di progetto.

L'Autore propone del resto l'inserimento di uno scambiatore rotativo a giri variabili in maniera da controllarne l'efficienza con un valore dell'aria di immissione che non possa superare i 20 °C. Bisogna allora valutare se l'ulteriore raffreddamento di un paio di gradi valga l'onere di installazione di un secondo scambiatore di capacità non molto diversa da quello di recupero rispetto ad una soluzione di postriscaldamento attuata vuoi sul raffreddamento del condensatore della macchina frigorifera vuoi anche con una caldaia per il semplice tramite della batteria di riscaldamento.

## 2 ■ IL RECUPERO TOTALE

La valutazione del recupero stagionale potrebbe essere svolta sulla falsariga delle considerazioni precedenti, assumendo come base, anziché la curva cumulativa delle temperature, quella delle entalpie e segnando su di essa i valori, rispettivamente invernale ed estivo, prescelti per il locale climatizzato (figura 4 per la stagione invernale e figura 5 per quella estiva). La valutazione dà risultati nettamente migliori del

solo recupero sensibile: ad esempio a Milano il recupero nella stagione invernale è dell'ordine di un 30% in più secondo questa valutazione. Bisogna, però, avvertire che la valutazione può risultare del tutto fuorviante. Infatti valgono sulla riduzione dell'energia recuperabile le considerazioni prima esposte (periodo di funzionamento, periodi in cui non è necessario trattare l'aria, efficienza dello scambio), ma in più ve ne è una quarta. Il recupero latente non è efficace quando l'umidità dell'aria esterna, maggiorata della quota dell'umidità scambiata nel recuperatore, si porti a valori più alti di quelli richiesti dall'aria di immissione, dati i carichi latenti interni: infatti in quel caso l'umidità dell'aria interna tenderà a superare i valori di progetto, ovvero dovrà essere posto in atto un costoso ed assolutamente controproducente processo di deumidificazione [4]. A maggiore chiarimento si riporta sul diagramma psicrometrico una condizione invernale caratteristica (fig. 6), avendo posto una temperatura di immissione di 35 °C con una retta di esercizio della pendenza di -2000 kcal/kg<sub>v</sub>. Ne deriva un'umidità specifica di immissione pari a 6 g/kg<sub>a</sub>. Questo valore non può essere superato dal valore di umidità dell'aria di rinnovo, con valori ancora più restrittivi a mano a mano che aumenta l'entità del ricircolo. In termini più generali, facendo sempre riferimento alla figura 6, il punto di miscela fra aria di rinnovo G<sub>E</sub> e di ricircolo G<sub>R</sub> ha umidità:

$$x_M = \frac{G_R \cdot x_A + G_E \cdot x_E}{G_R + G_E}$$

Dato un carico latente interno pari a  $\sum G_{vi}$ , l'umidità specifica di immissione è:

$$x_I = x_A - \frac{\sum G_{vi}}{G_R + G_E} \quad (1)$$

Questa umidità specifica di immissione non può essere superata dalla x<sub>M</sub>, pena un aumento dell'umidità interna rispetto ai valori di progetto:

$$x_M < x_I \quad (2)$$

Se il ricircolo fosse nullo la (1) diventerebbe:

$$x_I = x_A - \frac{\sum G_{vi}}{G_E}$$

La (1) si può sviluppare come segue:

$$x_I = \frac{G_R \cdot x_A + G_E \cdot x_A - \sum G_{vi}}{G_R + G_E} = \frac{G_R \cdot x_A + G_E \cdot x_I}{G_R + G_E}$$

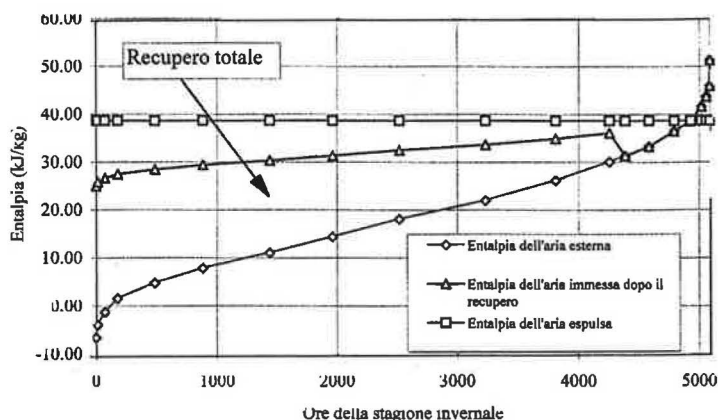


Figura 4 - Curva cumulativa dell'entalpia e recupero energetico totale massimo e con efficienza del recuperatore pari al 70% per il clima di Milano nella stagione invernale

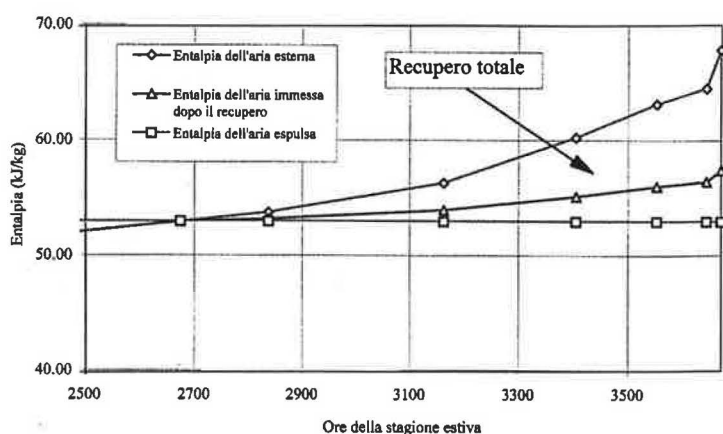


Figura 5 - Curva cumulativa dell'entalpia e recupero energetico totale massimo e con efficienza del recuperatore pari al 70% per il clima di Milano nella stagione estiva

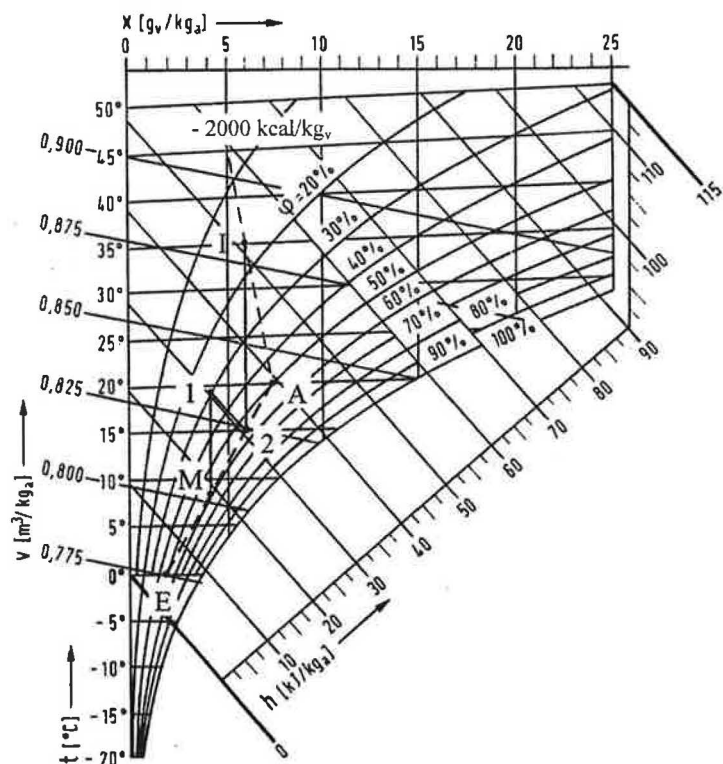


Figura 6 - Condizioni invernali caratteristiche e processi di trattamento dell'aria

La condizione prima posta diventa allora:

$$x_E < x_I \quad (3)$$

dove  $x_I$  è funzione, come specificato sopra, dei carichi latenti interni e della portata di ventilazione. Quando le condizioni esterne non soddisfano la (3), non può essere attuato il recupero latente. Nei climi italiani la limitazione appena descritta è generalmente molto forte. Questo avviene non solo per i locali a forte sviluppo di calore latente, come piscine, cucine, sale di spettacolo, ma, in maniera apprezzabile, anche in locali con una densità non particolarmente forte di affollamento. È un vincolo che sostanzialmente sospende il possibile recupero per temperature esterne che nel clima di Milano sono dell'ordine di 7-8°C, alle quali compete un'umidità ambientale abbastanza elevata. La quota vincolata di recupero viene rappresentata sulla scala delle entalpie (fig. 7) e sulla scala delle temperature (fig. 8) per il clima di Milano: qui accade che a fronte di un potenziale recupero totale che arriva a ben 102802 kJ (oltre 28 kWh) per kg/h a stagione, l'effettivo recupero totale sia dello stesso ordine di grandezza del solo recupero sensibile invernale per il clima di Milano. È stato preso in considerazione un sistema regolato di recupero del calore totale, come una ruota entalpica a giri variabili, che limita l'inconveniente, riducendo l'efficienza del recupero al crescere dell'umidità dell'aria esterna. Non si sfrutta comunque pienamente il recu-

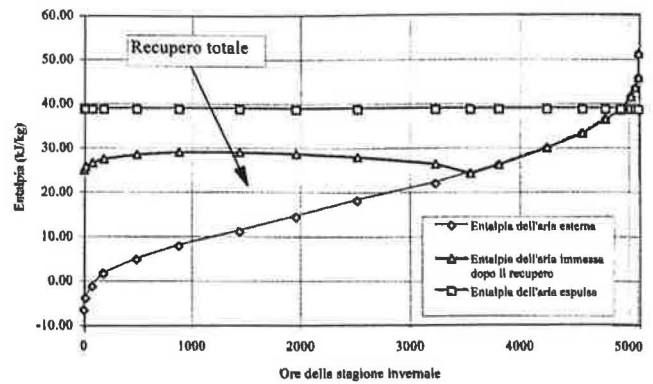


Figura 7 - Curva cumulativa dell'entalpia e recupero energetico totale massimo e con efficienza del recuperatore pari al 70% con limitazione per il clima di Milano nella stagione invernale

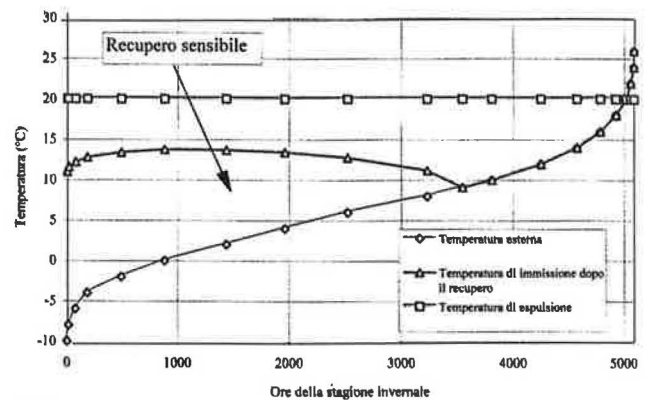


Figura 8 - Curva cumulativa della temperatura e recupero energetico totale massimo e con efficienza del recuperatore pari al 70% con limitazione per il clima di Milano nella stagione invernale

Tabella III **Recupero totale invernale nei climi di Milano, Roma, Palermo**

RECUPERO TOTALE INVERNALE			
Località	MILANO	ROMA	PALERMO
Gradi giorno	2404	1415	751
<b>CAPACITÀ DI PROGETTO W/(m³/h)</b>			
Capacità di progetto	13,3	11,0	9,0
Capacità di progetto con recupero $\epsilon=0,5$	6,7	5,5	4,5
Capacità di progetto con recupero $\epsilon=0,7$	4,0	3,3	2,7
<b>RECUPERO STAGIONALE kWh (m³/h) all'anno</b>			
Recupero stagionale massimo	34,27	20,50	8,29
Recupero con $\epsilon=0,5$ senza vincolo	16,65	9,92	3,69
Recupero con $\epsilon=0,7$ senza vincolo	23,33	13,90	5,17
Recupero con $\epsilon=0,5$	14,08	6,66	1,31
Recupero con $\epsilon=0,7$	17,78	7,70	1,34

Tabella IV **Recupero totale estivo nei climi di Milano, Roma, Palermo**

<b>RECUPERO TOTALE ESTIVO</b>			
Località	MILANO	ROMA	PALERMO
<b>CAPACITÀ DI PROGETTO W/(m³/h)</b>			
Capacità di progetto	5,4	5,6	7,9
Capacità di progetto con recupero $\epsilon=0,5$	2,7	2,8	4,0
Capacità di progetto con recupero $\epsilon=0,7$	1,6	1,7	2,4
<b>RECUPERO STAGIONALE kWh (m³/h) all'anno</b>			
Recupero stagionale massimo	1,56	1,89	6,40
Recupero con $\epsilon=0,5$	0,78	0,94	3,20
Recupero con $\epsilon=0,7$	1,10	1,32	4,48

Tabella V **Analisi economica dei costi invernali**

<b>INVERNO</b>						
Località	MILANO		ROMA		PALERMO	
TIPO DI RECUPERO	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale
<b>COSTI DI IMPIANTO lire per m³/h trattato</b>						
Costo specifico della ventilazione senza recupero	399	399	331	331	271	271
Costo specifico della ventilazione con recupero con $\epsilon=0,5$	273		230		195	
con $\epsilon=0,7$	223	120	190	100	165	82
Costo del sistema di recupero con $\epsilon=0,5$	1050		1050		1050	
con $\epsilon=0,7$	2170	3500	2170	3500	2170	3500
Costo specifico di impianto con sistema di recupero con $\epsilon=0,5$	1323		1280		1245	
con $\epsilon=0,7$	2393	3620	2360	3600	2335	3582
<b>COSTI DI FUNZIONAMENTO lire per m³/h trattato</b>						
Costo di funzionamento senza recupero	3446		2061		834	
Costo di funzionamento con recupero con $\epsilon=0,5$	2260		1361		535	
con $\epsilon=0,7$	1786	1658	1081	1287	416	699

pero potenziale. La tabella III fornisce i valori relativi ad un recupero totale, evidenziando da un lato la riduzione nella potenzialità termica installata ed il risparmio potenziale massimo conseguibile. Seguono poi, come visto prima, i valori di recupero stagionale in assenza del limite di umidità appena descritto ed in presenza di esso.

Per climi miti e con umidità specifiche elevate il recupero totale con limitazione sull'umidità risulta addirittura più modesto che il solo recupero sensibile,

con una riduzione che nel clima di Palermo è di oltre 3 volte! Queste valutazioni non portano a scartare a priori il recupero totale nei confronti del recupero sensibile: va infatti apprezzato il notevole incremento del recupero nella stagione estiva per la quale il recupero totale è realmente efficace nelle varie situazioni. La tabella IV analizza il funzionamento estivo del recuperatore totale, evidenziando i consistenti vantaggi sia in termini di riduzione molto forte della capacità frigorifera installata che del risparmio stagionale

Tabella VI **Analisi economica dei costi estivi**

ESTATE						
Località	MILANO		ROMA		PALERMO	
	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale
TIPO DI RECUPERO						
COSTI DI IMPIANTO lire per m <sup>3</sup> /h trattato						
Costo specifico della ventilazione senza recupero	1076	1076	1111	1111	1588	1588
Costo specifico della ventilazione con recupero	870		870		1397	
	787	322	774	333	1321	475
Costo specifico della ventilazione con rec. e raff. evap.	663		663		1190	
	498		484		1030	
Costo del sistema di recupero	1050		1050		1050	
	2170	3500	2170	3500	2170	3500
Costo specifico di impianto con sistema di recupero	1920		1920		2447	
	2957	3822	2944	3833	3491	3975
Costo specifico di impianto con sist. di rec. e raff. evap.	1713		1713		2240	
	2668		2654		3200	
COSTI DI FUNZIONAMENTO lire per m <sup>3</sup> /h trattato						
Costo di funzionamento senza recupero	104		126		426	
Costo di funzionamento senza recupero	89		100		412	
	83	31	90	38	407	128
Costo di funzionamento con rec. e raffredd. evaporativo	16		2		263	
	0		0		198	

conseguitabile: si osservi in particolare ciò che avviene per il clima di Palermo.

La scelta va quindi realizzata seguendo criteri di natura economica che portano a valutare la riduzione dei costi di gestione stagionale dell'impianto (inverno/estate) e la riduzione dei costi per le minori potenzialità termica e frigorifera installate.

### INDICAZIONI SULL'ANALISI ECONOMICA

A titolo puramente indicativo si propongono alcune cifre per impostare il calcolo di convenienza economica. Si avvisa che le varietà dei prezzi per i diversi utenti sono tali che è ben difficile generalizzare le valutazioni.

Per quanto riguarda i costi dell'energia si fa riferimento a 800 £/m<sup>3</sup> per il gas naturale e a 200 £/kWh per l'energia elettrica. La resa stagionale dei genera-

tori di calore viene assunta pari all'80%, mentre la resa della centrale frigorifera è espressa da un COP=3. Con questi dati si può effettuare la stima per il risparmio annuale di esercizio per m<sup>3</sup>/h di aria di ventilazione, sulla base dei valori di risparmio energetico stagionale indicati nelle precedenti tabelle. Vanno poi stimati i risparmi sui costi marginali di impianto. Questi comprendono un costo marginale dell'impianto frigorifero dell'ordine di 200.000 £/kW, mentre quello per l'impianto di riscaldamento si può valutare attorno alle 30.000 £/kW.

Il costo del sistema di recupero per unità di aria trattabile è una funzione dell'efficienza del sistema, della tipologia, delle difficoltà di installazione e della taglia, avendosi, ancor più che per le macchine frigorifere, un effetto di scala. I valori potrebbero oscillare fra 1000 e 3500 £/(m<sup>3</sup>/h) con i valori più bassi per i sistemi di recupero solo sensibili con efficienza 0,50 ed i più alti per i sistemi di recupero totale. I valori



considerati si riferiscono ai probabili costi del sistema installato su taglie attorno a 3000-8000 m<sup>3</sup>/h. Le taglie più piccole presentano costi unitari più elevati e, viceversa, quelle più grandi hanno costi più ridotti. Si analizza separatamente il periodo di funzionamento.

La tabella V riporta per le tre località considerate per il periodo invernale anzitutto il costo specifico della ventilazione senza recupero: si intende con questo il costo del surplus di potenza termica per la ventilazione, a seconda del salto di entalpia necessaria per ogni m<sup>3</sup>/h per portare l'aria dalle condizioni esterne a quelle ambientali. Il recupero riduce questo costo in maniera più marcata con il crescere dell'efficienza, come indicato nelle successive due righe, per le due efficienze considerate. I costi specifici dei due sistemi sono indicati di seguito. Per chiarezza si riporta anche il costo specifico del surplus di potenza richiesto per la ventilazione in presenza di recupero e del sistema di recupero. Si passa quindi a considerare i costi di esercizio, prima in assenza di recupero e poi in presenza di esso, per le due condizioni di efficienza prese in esame. Per i motivi prima spiegati il recupero totale invernale è, a volte, controproducente.

La situazione estiva viene trattata dalla tabella VI. In prima riga vi è sempre il costo specifico del surplus di potenza, stavolta frigorifera, per la ventilazione in assenza del sistema di recupero. È facile vedere come la sua importanza sia di alcune volte (da 3 a 5) superiore rispetto al corrispondente invernale. Il sistema di recupero riduce tale costo in modo apprezzabile, soprattutto quando si abbia anche il raffreddamento evaporativo sull'aria espulsa. I costi del sistema di recupero sono gli stessi già elencati per l'inverno. Anche qui si valuta il costo specifico complessivo del surplus di potenza frigorifera e del sistema di recupero.

Per i costi di funzionamento si hanno i valori stagionali in assenza di recupero, fortemente dipendenti dal clima, ma sempre notevolmente più bassi dei valori invernali. Rispetto a questi il recupero può comportare dei buoni vantaggi che in caso di recupero totale portano più che a dimezzare i costi di esercizio, mentre in presenza di raffreddamento evaporativo li possono addirittura ridurre a zero.

Delle due tabelle appena esaminate si può dire, in termini generali, che i vantaggi per quanto concerne i costi di impianto sono particolarmente evidenti nella parte frigorifera, mentre i vantaggi per i costi di esercizio sono assai più marcati nella fase di riscaldamento. Per un impianto di climatizzazione annuale le valutazioni vanno attuate su tutto l'arco dell'anno, sommando opportunamente i dati delle due tabelle precedenti. Si realizza in questo modo la tabella VII, che nella prima riga fornisce il costo specifico da attribuire all'aria di ventilazione per i maggiori costi di impianto di riscaldamento e frigorifero. Il recupero limita in modo molto marcato questo costo, come

indicato dalle 4 successive righe, che si riferiscono alle due efficienze di 0,5 e 0,7, eventualmente anche in presenza di raffreddamento evaporativo estivo.

Per maggiore chiarezza, il costo del sistema di recupero viene riportato nella riga successiva tal quale dalle tabelle precedenti. Ad esso segue il costo specifico da attribuire all'aria di ventilazione in presenza di sistema di recupero nelle quattro situazioni trattate per ciascuna delle tre località. Tale costo è più alto rispetto a quello di un impianto privo di sistema di recupero ed il sovraccosto viene elencato nelle righe successive che saranno di base per la valutazione economica finale: è evidente che tale sovraccosto è sensibilmente inferiore al costo del sistema di recupero per il risparmio di potenza frigorifera e termica consentita dal recupero stesso. I costi di esercizio sono elencati nella seconda parte della tabella VII, anzitutto nell'assenza del recupero, e poi nei 4 casi in presenza dello stesso (efficienze 0,5 o 0,7 con o senza raffreddamento evaporativo estivo). La differenza fra la prima riga ed i diversi valori permette di valutare i risparmi stagionali di funzionamento nelle 4 situazioni studiate.

Si è ora in grado di sviluppare l'analisi finale del possibile investimento nel sistema di recupero, attribuendo allo stesso una vita utile di 10 anni con un tasso di sconto del 7% (tasso reale con inflazione nulla). In questo modo si possono confrontare i maggiori costi iniziali con un risparmio che si ottiene nella vita utile dell'impianto. Le prime righe della tabella VIII forniscono infatti il risparmio equivalente annuo sulla base delle ipotesi economiche appena enunciate: sono ipotesi molto cautelative che presumono un tasso reale piuttosto elevato, pur se in linea con le richieste del credito, ed un tasso nullo reale di incremento del costo dell'energia. Si consideri che per definizione il risparmio equivalente annuo viene calcolato come risparmio annuale meno il valore della rata di ammortamento del capitale investito in una serie di pagamenti uguali, ottenuta moltiplicando il valore del capitale investito per un opportuno fattore finanziario, A/P o fattore di recupero del capitale con una serie di pagamenti uguali, pari a:

$$A/P = \frac{i \cdot (1+i)^N}{((1+i)^N - 1)}$$

dove  $i$  è il tasso di interesse;

$N$  è il numero di anni sul quale si valuta l'investimento.

Non si sottolinea mai abbastanza che l'investimento migliore non è quello con il più basso periodo di ritorno (payback), ma quello con il risultato economico migliore nella vita utile dell'investimento. La tabella riporta, a questo proposito, il valore attualizzato netto per le diverse situazioni: il valore più alto è

Tabella VII **Analisi dei costi e dei risparmi complessivi annuali**

<b>TOTALI ANNUALI</b>						
Località	MILANO		ROMA		PALERMO	
	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale
<b>TIPO DI RECUPERO</b>						
<b>COSTI DI IMPIANTO lire per m<sup>3</sup>/h trattato</b>						
Costo specifico della ventilazione senza recupero	1476	1476	1442	1442	1859	1859
Costo specifico della ventilazione con recupero						
con $\epsilon = 0,5$	1143		1100		1592	
con $\epsilon = 0,7$	1010	443	964	432	1486	557
Costo specifico della ventil. con rec. e raff. evap. estivo						
con $\epsilon = 0,5$	936		894		1385	
con $\epsilon = 0,7$	721		674		1195	
Costo del sistema di recupero						
con $\epsilon = 0,5$	1050		1050		1050	
con $\epsilon = 0,7$	2170	3500	2170	3500	2170	3500
Costo specifico di impianto con sistema di recupero						
con $\epsilon = 0,5$	2193		2150		2642	
con $\epsilon = 0,7$	3180	3943	3134	3932	3656	4057
Costo specifico di impianto con sist. di rec. e raff. evap.						
con $\epsilon = 0,5$	1986		1944		2435	
con $\epsilon = 0,7$	2891		2844		3365	
<b>SOVRACCOSTI DI IMPIANTO lire per m<sup>3</sup>/h trattato</b>						
Sovraccosto specifico di impianto con sistema di rec.						
con $\epsilon = 0,5$	717		708		784	
con $\epsilon = 0,7$	1704	2467	1691	2490	1797	2198
Sovraccosto spec. di imp. con sist. di rec. e raff. evap.						
con $\epsilon = 0,5$	511		502		576	
con $\epsilon = 0,7$	1415		1402		1506	
<b>COSTI DI FUNZIONAMENTO lire per m<sup>3</sup>/h trattato</b>						
Costo di funzionamento senza recupero	3550		2187		1260	
Costo di funzionamento con recupero						
con $\epsilon = 0,5$	2349		1461		948	
con $\epsilon = 0,7$	1869	1689	1171	1325	823	827
Costo di funzionamento con rec. e raff. evap. estivo						
con $\epsilon = 0,5$	2276		1363		798	
con $\epsilon = 0,7$	1786		1081		614	
<b>RISPARMI DI FUNZIONAMENTO lire per m<sup>3</sup>/h trattato</b>						
Risparmio di funzionamento con recupero						
con $\epsilon = 0,5$	1201		726		312	
con $\epsilon = 0,7$	1681	1861	1016	863	437	433
Risparmio di funzionamento con rec. e raff. evap. estivo						
con $\epsilon = 0,5$	1274		824		462	
con $\epsilon = 0,7$	1765		1106		647	

Tabella VIII Valutazioni economiche

INDICI DI REDDITIVITÀ						
Località	MILANO		ROMA		PALERMO	
TIPO DI RECUPERO	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale	Sensibile	Totale
<b>RISPARMI EQUIVALENTI ANNUI</b> (per 10 anni al 7%) lire per m <sup>3</sup> /h						
Risparmio con recupero con $\epsilon = 0,5$ con $\epsilon = 0,7$	1099 1439	1510	625 775	508	201 182	120
Risparmio con recupero e raffreddamento evap. estivo con $\epsilon = 0,5$ con $\epsilon = 0,7$	1201 1563		752 906		380 432	
<b>PAYBACK PERIOD (in anni)</b>						
con recupero con $\epsilon = 0,5$ con $\epsilon = 0,7$	0,6 1,0	1,3	1,0 1,7	2,9	2,5 4,1	5,1
con recupero e raffreddamento evap. estivo con $\epsilon = 0,5$ con $\epsilon = 0,7$	0,4 0,8		0,6 1,3		1,2 2,3	

quello migliore. L'analisi appena condotta andrebbe effettuata nelle condizioni particolari per le quali si deve progettare l'impianto, data la difficile generalizzabilità di tali condizioni.

#### 4 POMPE DI CALORE ED ALTRO

Nel periodo invernale si recupera circa la metà dell'energia complessivamente recuperabile sull'aria espulsa anche con i sistemi di recupero più efficienti ( $\epsilon=0,70$ ): il sistema di recupero di tipo totale non è in grado, come si è visto, di operare adeguatamente il recupero del calore latente sull'aria espulsa, per la limitazione sull'umidità specifica massima dell'aria in ingresso. Un efficace recupero di tale energia si può ottenere con il ricorso alla pompa di calore. In tale caso l'evaporatore va posto sul condotto di espulsione ed il condensatore su quello di immissione. Può risultare una soluzione vantaggiosa per il sovraccosto limitato della pompa di calore rispetto alla macchina frigorifera, che nel periodo estivo potrebbe similmente operare fra le due portate d'aria espulsa e di rinnovo. È importante sottolineare che uno scambio termico andrebbe sempre egualmente previsto fra le due portate d'aria, sfruttando nel limite del possibile il divario di temperatura. Per l'energia così recuperata è come se per la pompa di calore si lavorasse con COP molto elevati. La pompa di calore risulta invece molto utile, quando si provvede a modificare il contenuto latente dell'aria espulsa d'inverno o di quella immessa d'estate.

L'entità della sorgente fredda della pompa di calore può apparire modesta: la valutazione va effettuata tenendo conto dei carichi dell'edificio e dell'entità della ventilazione. Utilizzando l'aria espulsa come sorgente fredda di una pompa di calore elettrica, l'energia stagionale specifica che può essere resa dalla pompa, valorizzando la sola energia residua dell'aria espulsa dopo il recupero, è per il clima di Milano dell'ordine di 30 kWh/(m<sup>3</sup>/h).

Per una pompa di calore ad azionamento termico (con motore a c.i. o ad assorbimento) il valore si eleva a ben 95 kWh/(m<sup>3</sup>/h). Evaporatore e condensatore possono operare anche a distanze considerevoli l'uno dall'altro, pur nei sistemi ad espansione diretta: egualmente andrebbero presi in considerazione in aggiunta sistemi a batteria accoppiata per la quota recuperabile sensibile.

Non vi è spazio in questa trattazione per un'analisi di tipo tecnico economico dei sistemi a pompa di calore: basti qui avvertire l'importanza di prenderli in considerazione.

L'esigenza del recupero del calore latente d'inverno e le forti potenzialità del sistema di raffreddamento evaporativo nel funzionamento estivo suggeriscono di spendere qualche parola sui sistemi di deumidificazione di tipo chimico. Opportuni schemi consentono infatti di ottenere sia una *pompa di calore di tipo aperto* per il funzionamento invernale, che una *macchina frigorifera ad azionamento termico* per il funzionamento estivo [5,6].

La modalità di funzionamento estivo viene di seguito descritta.

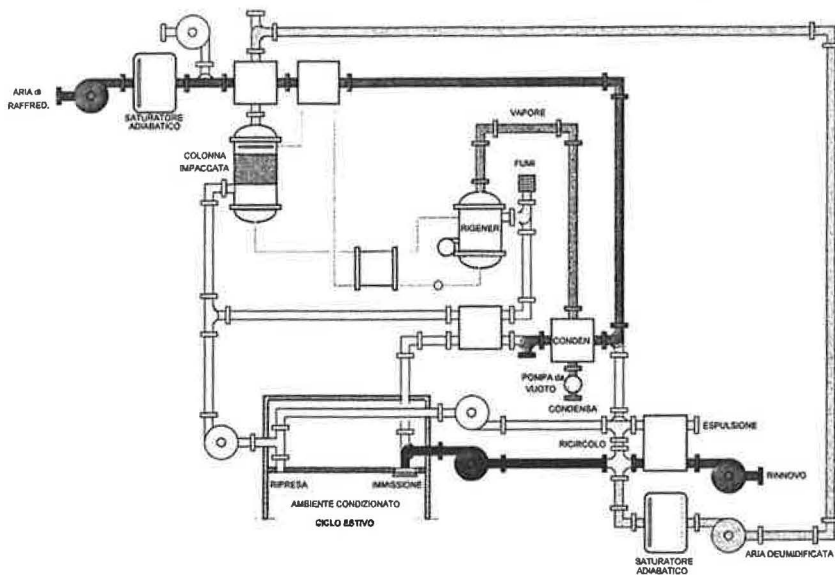


Figura 9 - Sistema a pompa di calore di tipo aperto in modalità di funzionamento estiva

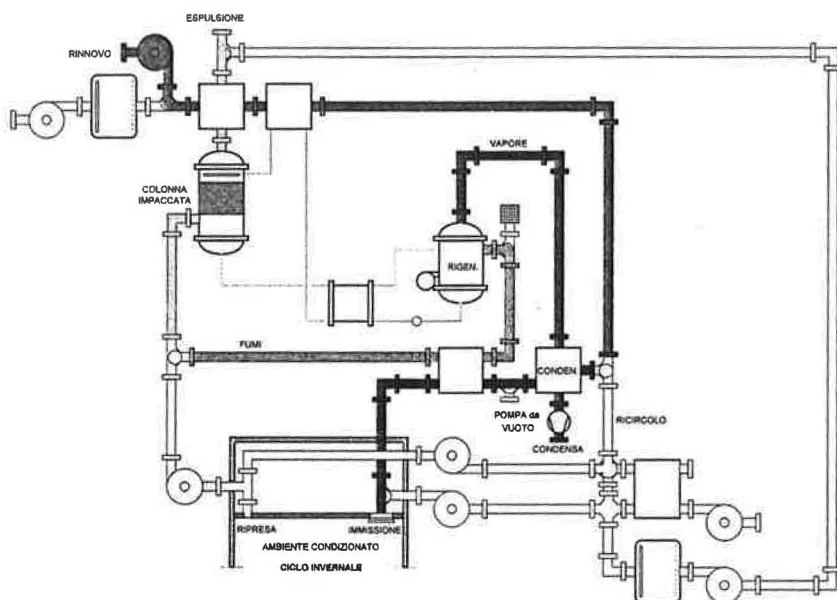


Figura 10 - Sistema a pompa di calore di tipo aperto in modalità di funzionamento invernale

Si parta dall'ambiente condizionato (fig. 9) da dove si ha la ripresa dell'aria di espulsione e di quella di ricircolo, posizionate come indicato per comodità di rappresentazione.

L'aria espulsa è interessata da uno scambio termico, come di consueto, raffreddando l'aria di rinnovo.

Il ricircolo viene deumidificato nella colonna impaccata: l'aria ne esce con un ridotto contenuto di umidità, ma ad una temperatura più alta, sia perché a contatto con la soluzione assorbente a temperatura più alta sia per il processo esotermico di assorbimento. È quindi opportuno un raffreddamento con l'aria esterna, la cui temperatura è stata ridotta con una saturazione adiabatica. A questo punto l'aria di ricircolo così trattata può essere inviata nell'ambiente condizionato, previa un'umidificazione adiabatica

che ne porta le condizioni di immissione al valore voluto.

La soluzione assorbente all'uscita della colonna impaccata è diluita e va rigenerata.

Ciò avviene, dopo un preriscaldamento in uno scambiatore di calore, in una colonna impaccata alimentata da un bruciatore a gas.

La soluzione ne esce rigenerata e calda, si dà poter effettuare il preriscaldamento prima visto. All'uscita dello scambiatore la soluzione è ancora troppo calda per poter operare efficacemente l'assorbimento.

È quindi opportuno raffreddarla nello scambiatore 1 con l'aria che ha appena raffreddato il ricircolo.

Una valutazione abbastanza prudente sulle prestazioni del sistema appena descritto, assumendo efficienze ragionevoli ed agevolmente ottenibili per i vari scambi termici, indica un COP ottenibile di 0,5 (rapporto fra il carico frigorifero soddisfatto ed il PCS del combustibile necessario). Si tratta di un valore apprezzabile, sia per la semplicità del sistema sia perché il numeratore del rapporto è *effetto frigorifero nell'ambiente condizionato* e non all'uscita di una macchina. Il sistema proposto con poche varianti è in grado di operare come *pompa di calore* nel periodo invernale.

Il possibile funzionamento a *pompa di calore* è illustrato in figura 10.

Si parta nuovamente dall'ambiente condizionato. Stavolta è l'aria di espulsione a subire il trattamento di deumidificazione dopo essere stata miscelata con i fumi di scarico del sistema di

rigenerazione e di integrazione, alimentato da gas naturale.

I fumi infatti, oltre ad avere un significativo valore di temperatura (sono a circa 150 °C), hanno anche un rilevante contenuto latente (oltre 100 g/kg di vapor d'acqua). La deumidificazione asporta gran parte del contenuto entalpico latente. La quota sensibile, viceversa, aumenta leggermente. Si può allora prevedere un efficace preriscaldamento dell'aria di rinnovo (scambiatore 4).

La soluzione deumidificata all'uscita della colonna impaccata va rigenerata come precedentemente; questa volta, però, il raffreddamento della soluzione prima dell'immissione nella torre di deumidificazione è utile ad un ulteriore preriscaldamento dell'aria di rinnovo. L'aria di rinnovo, ora ad oltre 30 °C, viene