# LA PROGETTAZIONE DI IMPIANTI IDRONICI DI RISCALDAMENTO E RAFFRESCAMENTO AD ELEVATO SALTO TERMICO

Il presente documento descrive i principali vantaggi economici ed energetici derivanti dalla progettazione di impianti idronici di riscaldamento e raffrescamento ad elevato salto termico.

Questo approccio impiantistico ha come diretta conseguenza la riduzione della portata d'acqua circolante nelle tubazioni dell'impianto, e di conseguenza:

- La riduzione del diametro delle tubazioni dell'impianto idronico di distribuzione, a parità di perdite di carico distribuite e concentrate (risparmio economico nell'investimento iniziale);
- La riduzione delle spese di pompaggio necessarie alla movimentazione del fluido termovettore acqua, sia nel funzionamento estivo che in quello invernale (risparmio economico nell'esercizio dell'impianto).

La riduzione di spesa conseguibile, sia in fase iniziale che in fase di esercizio, può essere reinvestita per effettuare altri interventi tecnici volti all'incremento dell'efficienza energetica del sistema edificio-impianto, all'utilizzo di ulteriori fonti di energia rinnovabile e/o all'installazione di sistemi di purificazione dell'aria (tema di grande attualità vista la situazione pandemica legata alla diffusione del virus SARS-COV2).



## **SOMMARIO**

Capitolo 1 Introduzione
Capitolo 2 Caso Studio - Edificio di riferimento
Capitolo 3 Caso Studio - Impianti di riferimento
Capitolo 4 Caso studio – Dati climatici e carico impianto12
Capitolo 5 Analisi dei costi fissi14
Capitolo 6 Analisi dei costi variabili16
Capitolo 7
Analisi energetica della centrale termo-frigorifera17  Capitolo 8
Analisi economica: Valore Attuale Netto (VAN)20  Capitolo 9
Conclusioni22



La collana "Technical Focus" ha lo scopo di offrire una esemplificazione a puro titolo indicativo dei possibili vantaggi derivanti dall'impiego delle soluzioni innovative Aermec.

Essendo i dati e i risultati presentati nella pubblicazione riferiti a edifici e situazioni specifiche, essi possono variare anche sostanzialmente a seconda delle applicazioni e della destinazione d'uso. Per questa ragione i calcoli e le considerazioni effettuate in questo documento non possono in nessun modo sostituirsi all'attività di progettazione del professionista termotecnico.

Aermec si riserva la facoltà di apportare in qualsiasi momento le modifiche ritenute necessarie per il miglioramento del prodotto con l'eventuale modifica dei dati pubblicati.

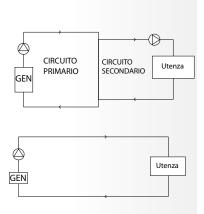
© 2013 Aermec, All right reserved.



## Capitolo 1

## PERCHE' SCEGLIERE GLI IMPIANTI IDRONICI DI CLIMATIZZAZIONE AD ELEVATO SALTO TERMICO?

Progettando gli impianti ad elevato salto termico, non si compromette la sicurezza del generatore o di altri componenti dell'impianto, ma si può, mantenere un alto livello di comfort termoigrometrico e contemporaneamente incrementare l'efficienza dell'intero sistema riducendo l'investimento iniziale e i relativi costi di esercizio.



$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

P = potenza termo-frigorifera [kW]  $\dot{m} = portata d'acqua [rac{|\psi_k|}{K}]$   $C_p = calore specifico [rac{|k| \cdot kg}{K}]$   $\Delta T = differenza di temperatura [K]$ 

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta}$$

$$P = potenza di pompaggio [kW]$$

 $\dot{V}$  = portata d'acqua  $\begin{bmatrix} m^3/_h \end{bmatrix}$   $\Delta p$  = prevalenza statica utile [kPa] $\eta$  = rendimento del gruppo di pompaggio

#### INTRODUZIONE

L'attenzione sempre più viva verso il risparmio energetico in ambito civile, ha portato gli esperti del settore termotecnico a studiare nuove soluzioni che consentano di perseguire una maggiore efficienza energetica negli impianti di climatizzazione, ventilazione e produzione di ACS. Aermec ha risposto a tale necessità aggiornando il proprio catalogo con unità dotate di componentistica all'avanguardia (inverter, valvole di regolazione elettroniche, gas alternativi, regolazioni evolute) e proponendo nuove soluzioni sia nei generatori di potenza termica e frigorifera (iniezione di vapore, polivalenti, free cooling, ecc...), sia nei terminali d'impianto (fancoil con effetto radiante, dual jet, ecc...).

Oltre alle soluzioni messe in campo dai costruttori, anche gli altri professionisti della filiera (progettisti, architetti e installatori) hanno dovuto adeguare le proprie scelte progettuali e costruttive per conseguire i suddetti obiettivi, analizzando tutti i componenti che costituiscono il sistema edificio-impianto.

Negli impianti idronici, il sistema di distribuzione del fluido termovettore non può esimersi da tale analisi, dal momento che rappresenta una voce rilevante delle spese energetiche.

Ecco perché una delle principali soluzioni utilizzate per ridurre le spese di pompaggio è rappresentata dall'utilizzo di pompe di circolazione a giri variabili, che consentono la modulazione della portata d'acqua circolante nell'impianto.

Gli impianti a portata d'acqua variabile si possono suddividere in due macrocategorie:

- Impianti a doppio anello: caratterizzati da un anello primario, mantenuto a portata costante, tra generatore e disgiuntore idraulico e da un anello secondario, a portata variabile, tra disgiuntore e terminali. Queste soluzioni non presentano alcuna criticità sugli scambiatori dei generatori, che vengono attraversati sempre dalla medesima portata d'acqua.
- Impianti a singolo anello: costituiti da un unico anello che lavora a portata variabile in funzione delle richieste di potenza ai terminali. Necessitano di un sistema di regolazione che gestisca la portata d'acqua sul generatore per evitare problematiche legate alla possibile variazione repentina della portata d'acqua sugli scambiatori di pompe di calore e refrigeratori.

Le criticità della seconda soluzione descritta sono legate alla complessità del sistema di regolazione ed alla possibile riduzione repentina della portata d'acqua sullo scambiatore lato impianto dei generatori. Il pericolo è legato alla possibilità che il sistema di regolazione non riesca ad inseguire questa variazione quando la richiesta di potenza termica e frigorifera da parte delle utenze è estremamente variabile. Il rischio è quello di generare importanti instabilità nell'esercizio di pompe di calore e refrigeratori e, nei casi peggiori, di determinare l'aspirazione di gas refrigerante liquido da parte dei compressori nel funzionamento a freddo.

Queste criticità hanno portato a studiare e ad analizzare altre soluzioni che permettano di perseguire i medesimi risparmi senza alterare il funzionamento e la vita utile dei generatori stessi.



La soluzione alternativa agli impianti a portata variabile sul primario che sta prendendo piede è rappresentata dagli impianti ad elevato salto termico. Questa logica di progettazione prevede il dimensionamento dei diversi componenti considerando una maggior differenza di temperatura tra mandata e ritorno del fluido termovettore, con conseguente riduzione della portata d'acqua circolante nel sistema di distribuzione, mantenuta costante sull'anello primario.

Per semplicità, in questo documento chiameremo questa soluzione tecnica "impianti ad alto  $\Delta T$ ".

L'analisi tecnico-economica del presente documento illustrerà i risultati di confronto tra due soluzioni progettuali differenti, evidenziando i principali vantaggi della soluzione ad alto  $\Delta T$  per il caso studio di un edificio adibito ad uso uffici, nel quale il  $\Delta T = 8^{\circ}C$  è stato sostituito al canonico  $\Delta T = 5^{\circ}C$ .

Questo aumento di salto termico è limitato e non richiede lo studio di geometrie e circuitazioni delle batterie di scambio termico speciali per le pompe di calore e i ventilconvettori.

A parità di altre condizioni al contorno, aumentare il salto termico sull'acqua e di conseguenza la differenza di temperatura media logaritmica tra i due fluidi (aria/acqua), comporta una leggera riduzione della capacità di deumidificazione: laddove sia necessario, è opportuno ottimizzare la taglia dei terminali per garantire le condizioni di comfort desiderate.

Viene così presentato un confronto tra i risultati delle due soluzioni  $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$  e  $\Delta T = 8^{\circ}\text{C}$ , dimostrando come, anche con un così piccolo aumento del salto termico del fluido termovettore, sia possibile ottenere risparmi economici ed energetici piuttosto interessanti.



Il termine NZEB, acronimo di Nearly Zero Energy Building, indica un edificio il cui bilancio tra energia consumata ed energia prodotta è prossimo allo zero. In sostanza, la domanda energetica per riscaldamento, raffrescamento, ventilazione e produzione di ACS viene quasi eguagliata dall'energia auto-prodotta sfruttando fonti rinnovabili.



Figura 1 Vista assonometrica edificio.

## Capitolo 2

#### **CASO STUDIO - EDIFICIO DI RIFERIMENTO**

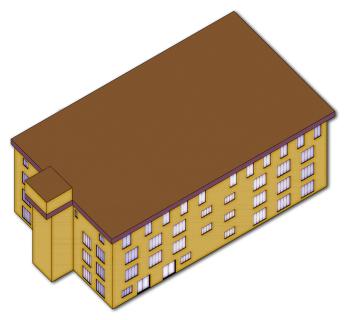
L'edificio di riferimento è una nuova costruzione destinata ad uso uffici e caratterizzata da una superficie calpestabile di 5600 m² suddivisa in 5 piani, di cui uno interrato dedicato all'autorimessa e ai locali tecnici. L'edificio del caso studio in oggetto è situato a Roma (zona climatica D).

Ricordiamo che gli edifici di nuova costruzione, a partire dal 01/01/2021, devono rispettare le prescrizioni del decreto requisiti minimi DM 26/06/15. Essi quindi devono essere progettati secondo le prescrizioni strutturali ed impiantistiche in esso riportate che caratterizzano gli edifici NZEB.

Di seguito sono riportate le caratteristiche dell'involucro edilizio:

- Le superfici opache verticali sono composte da uno strato di blocchi forati di spessore 20 cm e da uno strato di polistirene espanso di spessore 11 cm (oltre all'intonaco interno ed esterno). La stratigrafia così composta determina una trasmittanza totale pari a 0,25 W/m²K (limite superiore pari a 0,29 W/m²K).
- Le superfici opache orizzontali sono composte da pannelli rigidi in fibre minerali di roccia di spessore 10 cm e da un doppio strato da 15 cm l'uno di cellulare da autoclave (oltre alla malta interna ed esterna). La trasmittanza raggiunta in questo caso è pari a 0,22 W/m²K (limite superiore pari a 0,26 W/m²K).
- Le superfici trasparenti sono composte da triplo vetro con trattamento superficiale basso emissivo isolato ad Argon, che presenta una trasmittanza pari a 1,2 W/m²K (limite superiore pari a 1,8 W/m²K).

I limiti superiori indicati fanno riferimento alla zona climatica D. Essi sono definiti nel decreto requisiti minimi DM 26/06/15 e variano in funzione della zona climatica di costruzione dell'edificio.





L'edificio è composto da 4 piani fuori terra così divisi:

- Piano terra: ingresso, tre ambienti open space ciascuno con relativa sala riunioni e ufficio dirigenziale;
- Piano 1° e 2°: quattro ambienti open space, ciascuno con relativa sala riunioni e ufficio dirigenziale;
- $\bullet$  Piano  $3^\circ\!\!:$  uffici singoli e doppi con l'aggiunta di due grandi sale riunioni e due sale svago.

Figura 2 Layout piano terra

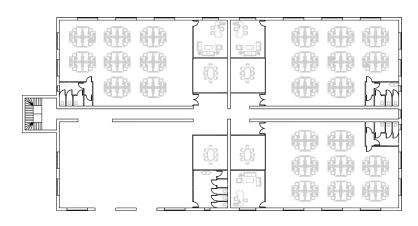


Figura 3 Layout piano 1° e piano 2°

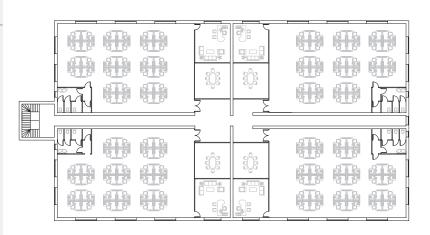
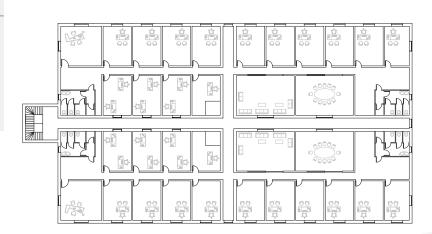


Figura 4 Layout piano 3°



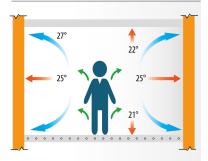


#### **BENESSERE TERMOIGROMETRICO**

Stato psico-fisico nel quale il soggetto esprime soddisfazione nei confronti dell'ambiente termico.

#### **AMBIENTE TERMICO**

Complesso dei parametri ambientali che definiscono la sensazione termica provata da un soggetto esposto a determinate condizioni termoigrometriche.



## Capitolo 3

#### **CASO STUDIO - IMPIANTO DI RIFERIMENTO**

Il primo obiettivo di un impianto di climatizzazione è quello di garantire le adeguate condizioni termo-igrometriche all'interno degli ambienti occupati, oltre alla qualità dell'aria per gli occupanti. Non bisogna trascurare nemmeno il comfort legato al rumore e all'illuminazione, fondamentali per il benessere delle persone.

Ciò risulta evidente soprattutto negli ambienti lavorativi, dove diversi studi dimostrano la diretta correlazione tra benessere termo-igrometrico e produttività lavorativa. Risulta pertanto fondamentale scegliere correttamente il tipo di impianto adatto a questa applicazione.

In un edificio adibito ad uso uffici, le tipologie impiantistiche che possono essere previste sono le seguenti:

- Impianto a tutt'aria;
- Impianto misto idronico ed aria;
- Impianto misto ad espansione diretta ed aria.

La soluzione proposta nel presente caso studio è la seconda: si tratta di un impianto idronico costituito da ventilconvettori, dimensionati per l'abbattimento dei carichi sensibili e latenti sviluppati negli ambienti da climatizzare, abbinato ad un impianto ad aria composto da UTA, una per piano, con lo scopo di garantire le adeguate condizioni di qualità dell'aria.

Tale soluzione, infatti, consente di ottenere numerosi vantaggi:

- Elevata efficienza (scegliendo in modo adeguato le temperature di alimentazione);
- Spazio occupato dal sistema di distribuzione aeraulica ridotto (rispetto ad un impianto a tutt'aria);
- Grande flessibilità di esercizio (rispetto ad un impianto ad espansione diretta);
- Capacità di integrare diverse fonti energetiche (fossili e rinnovabili) nel sottosistema di generazione;
- Ridotti costi di manutenzione ordinaria/straordinaria (rispetto ad una soluzione ad espansione diretta).

Per ciò che riguarda la distribuzione idronica, l'impianto è stato sviluppato a doppio anello.

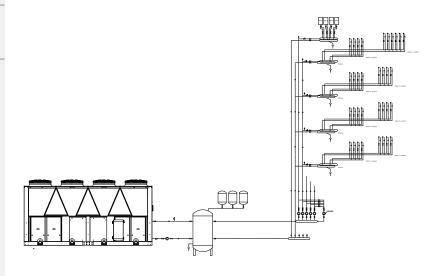
L'anello primario è costituito da una pompa di calore aria-acqua e da tutti i componenti idraulici necessari al corretto esercizio: accumulo inerziale di adeguate dimensioni per assicurare il contenuto d'acqua adeguato, sicurezze (valvole, vaso espansione, ecc...) e sistema di circolazione a numero di giri fisso.



L'anello secondario è composto da 5 circuiti idraulici differenti, ognuno dotato di propria pompa di circolazione a giri variabili: quattro di essi sono i circuiti a colonna che vanno a costituire le dorsali Nord-Est, Nord-Ovest, Sud-Est e Sud-Ovest dell'edificio, mentre il quinto è un circuito a colonna dedicato all'impianto di rinnovo aria. In aggiunta, è presente un circuito dotato di pompa di circolazione che funge da riserva

Attraverso una distribuzione a collettori, ogni colonna alimenta i terminali a parete o a cassetta di piano della sezione preposta nei vari locali (open-space, uffici singoli/doppi, sale meeting), mentre il circuito dedicato al sistema di ventilazione alimenta le batterie delle UTA.

**Figura 5**Schema funzionale del sistema di distribuzione idrico.



**FCZI**Ventilconvettore con tecnologia Inverter



FCLI
Ventilconvettori tipo cassette con tecnologia Inverter



## **Terminali idronici**

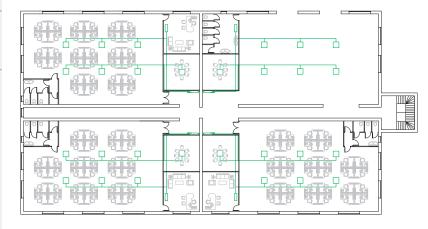
Le zone open-space e le sale meeting sono climatizzate da ventilconvettori inverter a cassetta (serie Aermec FCLI) che assicurano una buona omogeneità della temperatura ed evitano di occupare spazio a terra, lasciando più libertà di modifica del layout. L'altezza dei locali è compresa entro i 3 m, pertanto non sussistono problemi di stratificazione della temperatura dell'aria nella stagione invernale.

La scelta è ricaduta su terminali dotati di ventilatore inverter, che grazie alla modulazione continua della velocità consentono un controllo più fine del set-point e migliori prestazioni acustiche. La zona uffici singoli/doppi viene climatizzata attraverso ventilconvettori inverter verticali a pavimento (serie Aermec FCZI). Anche in questo caso si è preferita la scelta di terminali dotati di ventilatore inverter per massimizzare il comfort acustico e minimizzare lo scostamento dal set-point.



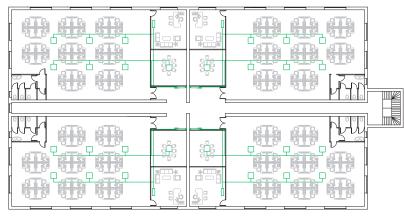
## Figura 6

Schema di distribuzione idronica Piano terra



## Figura 7

Schema di distribuzione idronica Piano 1° e 2°



## Figura 8

Schema di distribuzione idronica Piano 3°





ERSR - Recuperatore di calore rotativo da interno o esterno ad alta efficienza.



Classe	ISO ePM <sub>1</sub>	ISO ePM <sub>2,5</sub>	ISO ePM <sub>10</sub>	ISO COARSE
G3	/		/	> 80%
G4	,	,	,	> 90%
M5	/	/	> 50%	/
М6	/	50 - 65%	> 60%	/
F7	50 - 65%	65 - 80%	> 85%	/
F8	65 - 80%	< 80% < 95%	> 90%	/
F9	< 80%	< 95%	> 95%	/

**Figura 9**Schema di distribuzione aeraulica
Piano terra

**Figura 10** Schema di distribuzione aeraulica Piano 1° e 2°

Figura 11 Schema di distribuzione aeraulica Piano 3°.

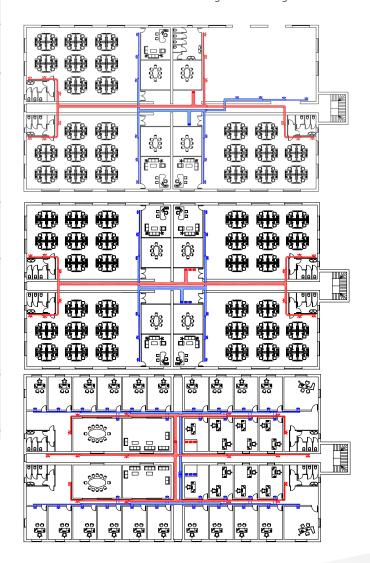
#### **Ventilazione Meccanica Controllata**

L'impianto di rinnovo dell'aria è composto da 4 UTA (serie Aermec ERSR), una per piano, installate sul tetto.

Esse presentano le seguenti caratteristiche:

- Elaborazione di 4800 m³/h per piano di aria esterna (36 m³/h per persona) tramite ventilatori plug-fan a controllo elettronico sia sulla mandata che sulla ripresa;
- Sottosistema di recupero energetico composto da uno scambiatore di calore rotativo entalpico, che consente di recuperare dall'aria di espulsione energia sia sensibile che latente altrimenti dispersa all'esterno;
- Batterie di trattamento aria integrative che consentono l'immissione di aria neutra nei locali grazie all'abbattimento dei carichi termici dovuti alla ventilazione;
- Sottosistema di filtrazione aria composto da filtri di grado F7 (da valutare in regime di emergenza sanitaria, la possibilità di installare sistemi di sanificazione aggiuntivi a canale come filtri assoluti, lampade UV-C e/o dispositivi ad effetto fotocatalitico)

L'unità è dotata inoltre di un sistema di regolazione integrato.





#### Sistema di generazione

Escludendo l'utilizzo di una soluzione chiller più caldaia, ad oggi irrealizzabile sugli edifici di nuova costruzione per rispettare il DL n.28 del 2011, la scelta è ricaduta sulla tecnologia a pompa di calore.

Esistono diverse tipologie di pompe di calore: con compressori scroll oppure a vite, con modulazione a gradini o continua, con scambiatori a piastre o fascio tubiero, ecc

Una prima analisi per la scelta della pompa di calore deve essere fatta in funzione della sorgente a disposizione e del luogo d'installazione.

Nel caso fosse disponibile acqua di falda oppure ci fosse lo spazio per l'installazione di un parco sonde geotermiche, una valida opzione potrebbe essere una pompa di calore acqua-acqua qualora i costi per le opere di prelievo o di scavo non risultassero troppo onerosi. Questa soluzione, oltre ad essere più compatta e silenziosa, è generalmente più efficiente.

L'edificio è situato a Roma: per rendere il caso studio più generale possibile, si è ipotizzata l'impossibilità di utilizzare acqua di falda come sorgente termica, virando su una pompa di calore aria-acqua.

In alcuni casi, per questioni di spazi tecnici assenti oppure vincoli di natura acusticovisiva, le unità aria-acqua non possono essere installate all'esterno. Per rispondere a questa necessità, ormai da diversi anni sono disponibili nel catalogo Aermec unità aria-acqua da interno (serie Aermec CL-H ed NLC-H) dotate di ventilatori centrifughi EC ad alta prevalenza che consentono di installare le unità all'interno dei locali tecnici canalizzando l'aria trattata all'esterno. Per poter installare queste macchine in vani tecnici interni, è necessaria un'adeguata areazione del locale per evitare di mettere in depressione l'ambiente stesso. Da sottolineare che i ventilatori centrifughi, a parità di portata rispetto ai ventilatori assiali, fornendo una maggiore prevalenza hanno generalmente un assorbimento elettrico superiore.

In questa particolare trattazione sì è deciso di impiegare una classica pompa di calore aria-acqua della serie Aermec NRB-H, dotata di compressori scroll in configurazione tandem, scambiatori a piastre saldobrasate, batterie alettate e ventilatori assiali inverter in configurazione a V-Block. Questa soluzione rappresenta la scelta più diffusa per installazione da esterno.





Figura 12 Profilo orario annuale delle temperature di Roma.

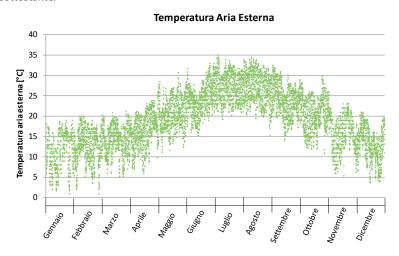
#### Figura 13 Calendario annuale dell'attivazione dell'impianto.



## Capitolo 4

#### CASO STUDIO - DATI CLIMATICI E CARICO IMPIANTO

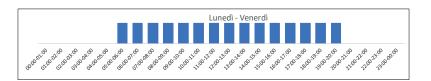
L'edificio analizzato è situato a Roma (zona climatica D). Il profilo climatico orario annuale della città di Roma è riportato nel diagramma sottostante.



Il funzionamento a caldo della pompa di calore è attivo nella stagione invernale dal 1° novembre al 15 aprile, mentre il funzionamento a freddo è previsto dal 15 maggio al 31 settembre.



L'impianto viene attivato durante i giorni feriali della settimana per 15 ore al giorno, dalle 5.00 alle 20.00. Questa programmazione consente di pre-riscaldare in inverno e di pre-raffreddare in estate l'edificio a partire dalle prime ore del mattino, in modo da garantire le condizioni di comfort termoigrometrico ai dipendenti fin dall'orario di ingresso a lavoro.





Zona climatica D



Figura 15 Profilo di carico orario annuale dell'impianto a freddo.

Figura 16
Profilo di carico orario annuale dell'impianto a caldo.

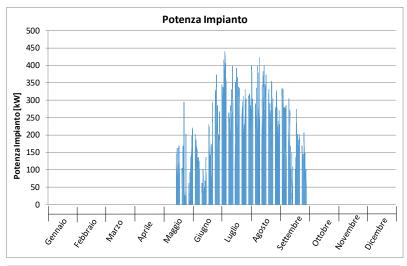
Il carico totale sensibile e latente, dato dalla somma dei carichi dei singoli locali, è stato ottenuto fissando i seguenti parametri termoigrometrici all'interno degli ambienti occupati dai dipendenti:

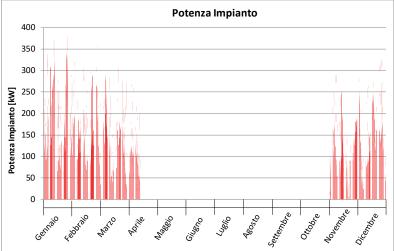
ESTATE: T = 26°C, UR = 50%INVERNO: T = 20°C, UR = 50%

Nel calcolo sono stati considerati i seguenti flussi termici sensibili:

- Trasmissione di calore attraverso le superfici opache e trasparenti
- Irraggiamento attraverso le superfici trasparenti
- Ventilazione forzata ed areazione
- Carichi interni dovuti alle persone ed alle apparecchiature elettriche

I carichi latenti, invece, sono legati esclusivamente alla presenza di persone all'interno degli ambienti, alla ventilazione ed all'areazione.







## **Capitolo 5**

## **ANALISI DEI COSTI FISSI**

Per dimensionare le tubazioni che compongono la distribuzione idronica, per le quali è stata scelta la tipologia a multistrato, è necessario determinare la portata d'acqua per ogni ramo e fissare il range di perdite di carico lineari di progetto, in questo caso scelto pari a 20-35 mm c.a./m.

La portata d'acqua circolante all'interno di ciascun ramo dell'impianto idronico è stata calcolata a partire dalla definizione della temperatura di alimentazione dell'acqua ai terminali e del relativo salto termico.

Tabella 1 Costo totale delle tubazioni con ΔT=5°C. \*= Euro su metro lineare installato.

DIAMETRO TUBAZIONI	LUNGHEZZA (m)	Costo lineare MULTISTRATO (€/m)*	Costo totale MULTISTRATO (€)
20/15	119	2,95	351
26/20	647	4,13	2.672
32/26	640	6,55	4.192
40/33	666	13,68	9.097
50/42	71	22,56	1.602
63/51	44	33,12	1.457
75/60	75	59,88	4.491
90/73	90	80,16	7214

A -	000		ט ו	1/

DIAMETRO TUBAZIONI	LUNGHEZZA (m)	Costo lineare MULTISTRATO (€/m)*	Costo totale MULTISTRATO (€)
20/15	697	2,95	2.056
26/20	454	4,13	1.875
32/28	1002	6,55	6.593
40/33	45	13,68	616
50/42	30	22,56	677
63/51	75	33,12	2.484
75/60	90	59,88	5.389

31.076 €

**TOTALE** 

TOTALE 19.660 €
-----------------

La riduzione del diametro delle tubazioni comporta, di conseguenza, una riduzione dell'isolante richiesto per limitare le dispersioni termiche del fluido termovettore verso l'ambiente esterno e per evitare la formazione di condensa sulla superficie delle tubazioni stesse.

Tabella 2
Costo totale delle tubazioni con $\Delta T=8$ °C.
*= Euro su metro lineare installato.



Impostando un salto termico standard (ΔT=5°C), la dimensione di tutte le batterie dei terminali è tale da assicurare il corretto smaltimento di carico nei diversi locali, ma comporta una portata di alimentazione maggiore. Impostando un salto termico maggiorato (ΔT=8°C) la taglia dei ventilconvettori a mobiletto per gli uffici è stata ottimizzata per assicurare l'adeguato abbattimento del carico latente: questa scelta tuttavia consente di abbassare la portata d'acqua circolante nell'impianto a parità di perdite di carico lineari.

Questo accorgimento progettuale consente di ridurre sia la taglia delle pompe di circolazione che la sezione delle tubazioni di distribuzione con relativo isolante, con un risparmio non trascurabile nei costi d'investimento iniziali che può eventualmente essere reinvestito in soluzioni a più elevata efficienza energetica.

Tabella 3 Costo dei sistemi di emissione e distribuzione

	Costo elementi impianto HVAC ΔT=5°C (€)	Costo elementi impianto HVAC ΔT=8°C (€)
FCLI 42	710 (n.20)	710 (n. 20)
FCLI 62	749 (n. 72)	749 (n. 72)
FCZI 350	432 (n. 42)	0
FCZI 400	0	447 (n. 42)
ESRS 12	18.154 (n. 4)	18.154 (n. 4)
TUBAZIONI	31.076	19.660 (n. 4)
ISOLANTI	7.493	6.125
POMPE	3.325 (n. 6)	2.975 (n. 6)
TOTALE	217.407 €	203.153 €

TOTALE	217.407 €	203.153 €

Il risparmio totale conseguito per il caso studio in oggetto, grazie alla riduzione del diametro delle tubazioni, è pari a 14.254 €, ovvero il 7% dei costi previsti inizialmente, dimensionando l'impianto con  $\Delta T=5^{\circ}C$ , per i sistemi di distribuzione e di emissione.



## Capitolo 6

#### **ANALISI DEI COSTI VARIABILI**

Mentre i recuperatori rotativi ERSR sono regolati a portata d'aria costante in funzione della lettura della concentrazione di CO<sub>2</sub>, per garantire l'aria di rinnovo necessaria, i ventilconvettori sono gestiti mediante modulazione dei ventilatori. In particolare, i terminali d'ambiente adattano la portata d'aria elaborata in funzione dello scostamento dal set point: quando viene raggiunta la temperatura desiderata in ambiente, i ventilatori si spengono e le valvole a 2 vie vengono chiuse. Di conseguenza, la portata d'acqua sul circuito secondario varia in funzione del carico.

Mantenendo le stesse perdite di carico lineari, la riduzione della portata d'acqua consente un risparmio nelle spese di pompaggio durante tutto l'esercizio dell'impianto. Questo risparmio è tanto maggiore quanto più le condizioni operative risultano essere gravose (carichi elevati).

L'impianto oggetto del caso studio è caratterizzato da 4 recuperatori rotativi dotati di batteria promiscua con valvola modulante e da un totale di 134 ventilconvettori dotati di valvola a 2 vie on-off.

Per questo motivo, l'andamento della portata d'acqua può essere considerato lineare (linea blu, figura a lato) in funzione del carico termo-frigorifero richiesto dall'impianto nell'arco dell'anno.

Linearizzando la portata d'acqua in funzione dei carichi impianto, a loro volta direttamente proporzionali, in prima ipotesi, alle temperature di aria esterna sia nella stagione invernale che nella stagione estiva, sono stati calcolati i risparmi di pompaggio ottenibili adottando la nuova logica progettuale ad elevato  $\Delta T$ .

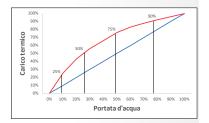
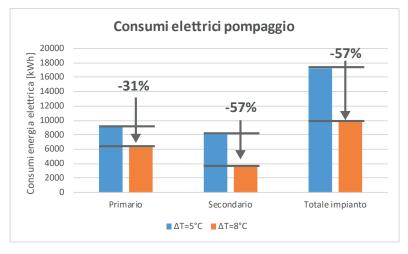


Figura 17 Risparmio percentuale di energia elettrica con l'elevato  $\Delta T$ .



L'energia elettrica legata alle spese di pompaggio, risparmiata grazie all'incremento di salto termico a 8°C, si attesta a 7372 kWh/anno, ovvero al 43% rispetto a quanto originariamente previsto con il dimensionamento a  $\Delta T=5^{\circ}C$ .

Considerando un costo dell'energia elettrica pari a 0,2 €/kWh, i risparmi economici annuali conseguiti per il pompaggio del fluido termovettore all'interno dell'impianto ammontano a 1475 €/anno.



## **Capitolo 7**

#### ANALISI ENERGETICA DELLA CENTRALE TERMO-FRIGORIFERA

Il risparmio economico perseguito grazie all'aumento del salto termico nell'impianto può essere reinvestito fin da subito su soluzioni tecniche più efficienti: incremento dell'isolamento delle superfici opache e trasparenti, illuminazione a led, aumento dei collettori solari termici per la produzione di ACS, generatori ad alta efficienza, ventilconvettori ad effetto radiante, ecc...

Le pompe di calore Aermec possono essere configurate in versioni alternative a quella standard, al fine di migliorare ulteriormente le performance acustiche ed energetiche del sistema di generazione. Una soluzione ad alta efficienza permette di diminuire i consumi elettrici e nel contempo di aumentare la potenza resa dalla pompa di calore.

La pompa di calore aria/acqua standard individuata per soddisfare l'impianto è l'NRB2000XH°°°00. Si tratta di un'unità bi-circuito dotata di compressori scroll, valvole di laminazione elettroniche, scambiatore lato impianto a piastre saldobrasate, strutture ventilanti V-block con ventilatori assiali e batterie alettate costituite da tubi in rame e alette in alluminio.

Il generatore è stato dimensionato per far fronte al carico di picco sia nella stagione estiva che nella stagione invernale:

Tabella 4			
Carichi di picco	estivi	ed	invernali

STAGIONE	TEMPERATURA ESTERNA DI PROGETTO (°C)	POTENZA DI PICCO (KW)
Estiva	35	440
Invernale	0	380

Figura 18 Pompe di calore serie NRB-H Aermec



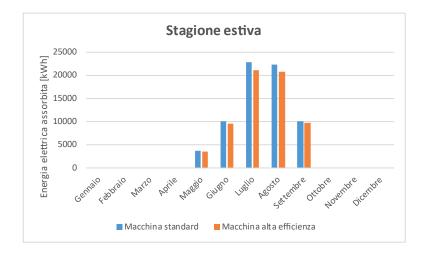
La macchina standard è allineata, alle condizioni di progetto, alla potenza termica richiesta dall'impianto nella stagione invernale (380 kW), mentre per quanto concerne la stagione estiva è sovrabbondante: a 35°C di aria esterna garantisce una potenza frigorifera pari a 502 kW.

La soluzione alternativa per aumentare l'efficienza energetica del sistema di generazione è quella di reinvestire parte dei risparmi ottenuti nella versione ad alta efficienza NRB2000XHA°°°00. Questa soluzione consente di fornire all'impianto 409 kW a caldo e 548 kW a freddo alle condizioni di progetto.

Considerando che la pompa di calore ad alta efficienza risulta sovrabbondante sia nel funzionamento estivo che in quello invernale, si potrebbe prendere in considerazione l'idea di scendere di una taglia per aumentare ulteriormente il margine di risparmio in termini sia energetici che di investimento iniziale. Per semplificare l'analisi economica, sì è però scelto di mantenere la stessa taglia del generatore.



**Figura 19**Assorbimenti elettrici nel funzionamento a freddo.



**Figura 20**Assorbimenti elettrici nel funzionamento a caldo.

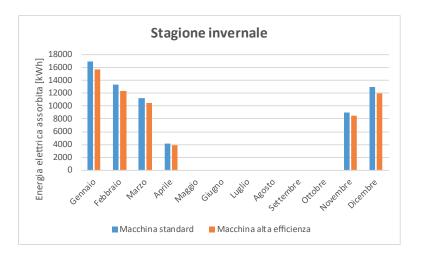
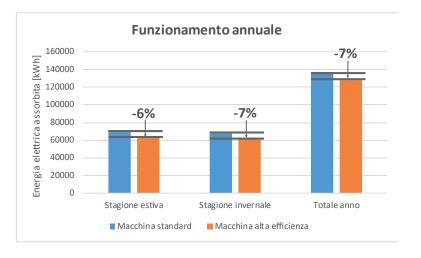


Figura 21 Assorbimenti elettrici annuali del sistema di generazione.





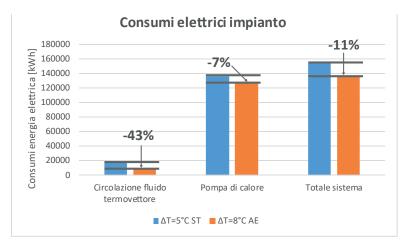
Il risparmio energetico annuale conseguibile optando per la pompa di calore ad alta efficienza al posto della pompa di calore standard ammonta a 7.574 kWh/anno, ovvero al 6% degli assorbimenti elettrici legati al sistema di generazione, che equivalgono a 1.515 €/anno (0,2 €/kWh).

Analizzando i costi di investimento iniziali, si può osservare come il risparmio di 14.254  $\in$ , conseguito grazie al dimensionamento con  $\Delta T=8^{\circ}C$  del sistema di distribuzione, sia in grado di assorbire completamente l'extra-costo della pompa di calore ad alta efficienza (+ 8.064  $\in$ ).

In sintesi, per il caso studio in oggetto si risparmiano  $6.190 \in$  optando per un impianto dimensionato con  $\Delta T=8^{\circ}C$  e con pompa di calore ad alta efficienza rispetto alla soluzione con  $\Delta T=5^{\circ}C$  e pompa di calore standard.

A questa riduzione di costo, ottenuta prima che l'impianto inizi il suo ciclo di vita, si aggiungono i risparmi energetici di pompaggio e generazione.





I risparmi economici conseguibili nel corso del ciclo di vita dell'impianto sono i seguenti:

- Risparmio sulle spese energetiche di pompaggio: 1.475 €/anno
- Risparmio sugli assorbimenti al generatore: 1.515 €/anno
- Risparmio totale: 2990 €/anno

Considerando un ciclo di vita dell'impianto pari a 10 anni, il risparmio netto ottenuto nell'esercizio del sistema è pari a 29.900 €, a cui dobbiamo aggiungere i 6.190 € risparmiati inizialmente. Il risparmio complessivo ammonta a 36.090 € in 10 anni.



$$VAN = \sum_{t=1}^{n} \frac{NFC_{t}}{\left(1 + WACC\right)^{t}} - I_{0}$$

$$NFC_{t} = \left(1 - t\right) \cdot R \cdot \left(1 + i\right)^{n}$$

 $WACC = (1 - t) \cdot \frac{D}{D + F} \cdot k_d + \frac{E}{D + F} \cdot k_e$ 

#### Legenda:

NFC<sub>t</sub>= Flusso di cassa netto t-esimo WACC = Tasso di attualizzazione = 6,1%

 $I_0$  = Investimento iniziale

i = Indice di inflazione = 3%

R = Risparmi conseguiti ogni anno

n = t-esimo anno

t = Aliquota fiscale = 35%

D = Capitale di indebitamento = 50%

E = Capitale proprio = 50%

k<sub>d</sub> = Costo del capitale di debito = 8%

 $k_e$  = Rendimento atteso del capitale proprio =7%

**Capitolo 8** 

#### **ANALISI ECONOMICA: VALORE ATTUALE NETTO (VAN)**

Per verificare l'effettiva convenienza economica delle scelte effettuate in questo documento, sì è calcolato il VAN (Valore Attuale Netto), che consente di attualizzare ad oggi i guadagni futuri ottenuti grazie all'investimento iniziale. Questo risultato si ottiene sfruttando una serie di parametri che indicano se il capitale speso per l'investimento iniziale deriva dal proprio patrimonio oppure da finanziamenti di terzi. Oltre a ciò, il VAN considera il tasso di inflazione e l'aliquota fiscale per l'attualizzazione dei flussi di cassa.

Considerando che il passaggio ad un maggior  $\Delta T$  porta ad un risparmio economico inziale netto, è possibile inserire nella valutazione del VAN un guadagno di partenza, a cui verranno aggiunti poi i diversi risparmi annui, al posto del costo di investimento iniziale.

Il calcolo sì può dividere in due possibili scenari:

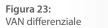
#### **SCENARIO A**

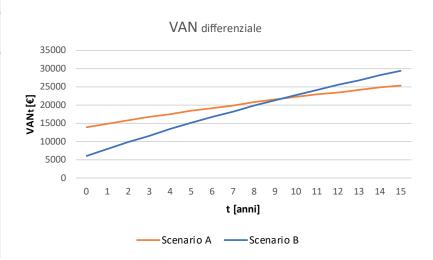
Tutto il risparmio iniziale viene conservato (14.254 €). A questo verrà poi aggiunto un risparmio annuo di circa 1475 € dovuto alla riduzione delle spese di pompaggio. In definitiva, l'analisi porta ad un VAN calcolato a 10 anni che si attesta a 22.175 €.

#### **SCENARIO B**

Il guadagno iniziale non è più l'intera somma risparmiata grazie alla riduzione dei diametri delle tubazioni e dell'isolante, in quanto deve essere decurtato l'incremento di costo della pompa di calore ad alta efficienza rispetto alla soluzione standard, pari a 8.064 €. La base di partenza è quindi pari a 6.190 €, a cui poi vanno sommati i risparmi annui ottenuti grazie alla riduzione delle spese di pompaggio e alla riduzione delle spese di energia elettrica necessarie per alimentare il generatore, per un totale complessivo di 2.990 €/anno.

Il calcolo del VAN su 10 anni porta così ad un valore di 22.760 €.







Complessivamente il calcolo del VAN nei 10 anni è molto simile per i due scenari. La differenza principale è legata al modo in cui questi guadagni fluiscono: nel primo caso i risparmi iniziali sono più accentuati mentre quelli annuali sono meno corposi; nel secondo caso è il risparmio inziale ad essere più basso, a fronte però di un guadagno annuale molto più elevato.

Se si considerasse un ciclo di vita utile dell'impianto maggiore rispetto ai 10 anni e dei valori dei parametri finanziari ( $k_d$  = Costo del capitale di debito -  $k_e$  = Rendimento atteso del capitale proprio) più moderati rispetto a quelli precedentemente ipotizzati, la convenienza del secondo scenario risulterebbe più accentuata.





#### **CONCLUSIONI**

Il caso studio riportato in questo documento, riferito ad un edificio adibito ad uso uffici di nuova costruzione situato a Roma, dimostra come una scelta impiantistica a salto termico maggiorato a 8°C, rispetto allo standard di 5°C, consenta di ottenere vantaggi economici ed energetici importanti mantenendo inalterata l'affidabilità dell'impianto.

I principali benefici da evidenziare sono i seguenti:



Riduzione dei costi fissi d'investimento iniziale grazie alla riduzione dei diametri delle tubazioni, alla diminuzione dell'isolante necessario alle tubazioni, alla componentistica accessoria della distribuzione di taglia più piccola e alla riduzione della taglia delle pompe di circolazione. Il risparmio conseguito, può essere reinvestito fin da subito in soluzioni che garantiscano una più alta efficienza energetica del sistema.



Riduzione dei costi d'esercizio nel sistema di distribuzione, per la maggior parte legati alle minori spese di pompaggio (minore portata d'acqua circolante) e in parte alle minori perdite di trasmissione grazie alla riduzione della superficie di scambio tra le tubazioni e l'ambiente circostante.



Riduzione della CO<sub>2</sub> emessa in atmosfera nelle fasi di costruzione, conduzione e smaltimento dell'impianto.



Affidabilità assicurata dall'assenza di sistemi di regolazione complessi, richiesti invece da soluzioni a portata variabile sul primario ad oggi impiegate per la riduzione delle spese di pompaggio.

