



ISTITUTO NAZIONALE DI FISICA NUCLEARE

CNAF-INFN (Bologna)

INFN-12-25/CNAF

21th December 2012

**OTTIMIZZAZIONE ENERGETICA OTTENIBILE DALL'AMPLIAMENTO DEI
PARAMETRI TERMOIGROMETRICI ALL'INTERNO DEL CENTRO DI
CALCOLO TIER 1**

Andrea Mazza¹, Giovanni Bortolotti¹, Andrea Ferraro¹, Michele Onofri¹

¹*CNAF-Centro Nazionale per la ricerca e lo sviluppo nelle tecnologie informatiche e telematiche dell'INFN, Viale Berti Pichat 6/2, 40127 Bologna (BO), Italia*

Abstract

Di fronte alla costante crescita del costo dell'energia elettrica è ormai una pratica indispensabile la scelta di tecniche e sistemi a basso consumo per il miglioramento dell'efficienza energetica dei centri di calcolo. In questi centri ad alto fabbisogno energetico il raffreddamento delle apparecchiature informatiche rappresenta mediamente il 30% del consumo complessivo di energia elettrica, pertanto assume un'importanza strategica comprendere quali siano le condizioni più favorevoli per minimizzarne i costi di esercizio. Gli studi condotti sul tema hanno evidenziato i maggiori rendimenti delle macchine frigorifere a fronte dell'aumento delle temperature di esercizio all'interno delle sale calcolo, tantoché gli stessi produttori di apparecchiature informatiche propongono macchine in grado di operare a temperature sempre più alte e intervalli di umidità relativa sempre più ampi. Nel presente documento si descrive lo studio effettuato per il centro di calcolo Tier 1, presso il CNAF dell'INFN a Bologna, finalizzato alla valutazione dell'impatto che deriva dall'aumento delle temperature di esercizio nella sala calcolo, sia in termini di risparmio energetico ed economico sia in termini di ridondanza e resilienza dell'impianto. Lo studio si conclude con la stima del risparmio di energia elettrica consumata per il raffreddamento a fronte dell'innalzamento della temperatura di setpoint dell'acqua refrigerata da 8.5°C a 14°C, risparmio che si calcola del 14% circa.

*Published by SIS-Pubblicazioni
Laboratori Nazionali di Frascati*

1 INTRODUZIONE

La tendenza che porta all'aumento delle temperature all'interno delle sale calcolo è da attribuirsi sia al crescente costo dell'energia elettrica sia alla natura energivora dei centri di calcolo. Tanta è l'importanza assunta da questi aspetti da influenzare perfino le specifiche di progetto delle stesse apparecchiature informatiche, le quali si prestano a condizioni di lavoro via via più difficili con crescenti intervalli di temperatura e di umidità relativa ammessi in esercizio.

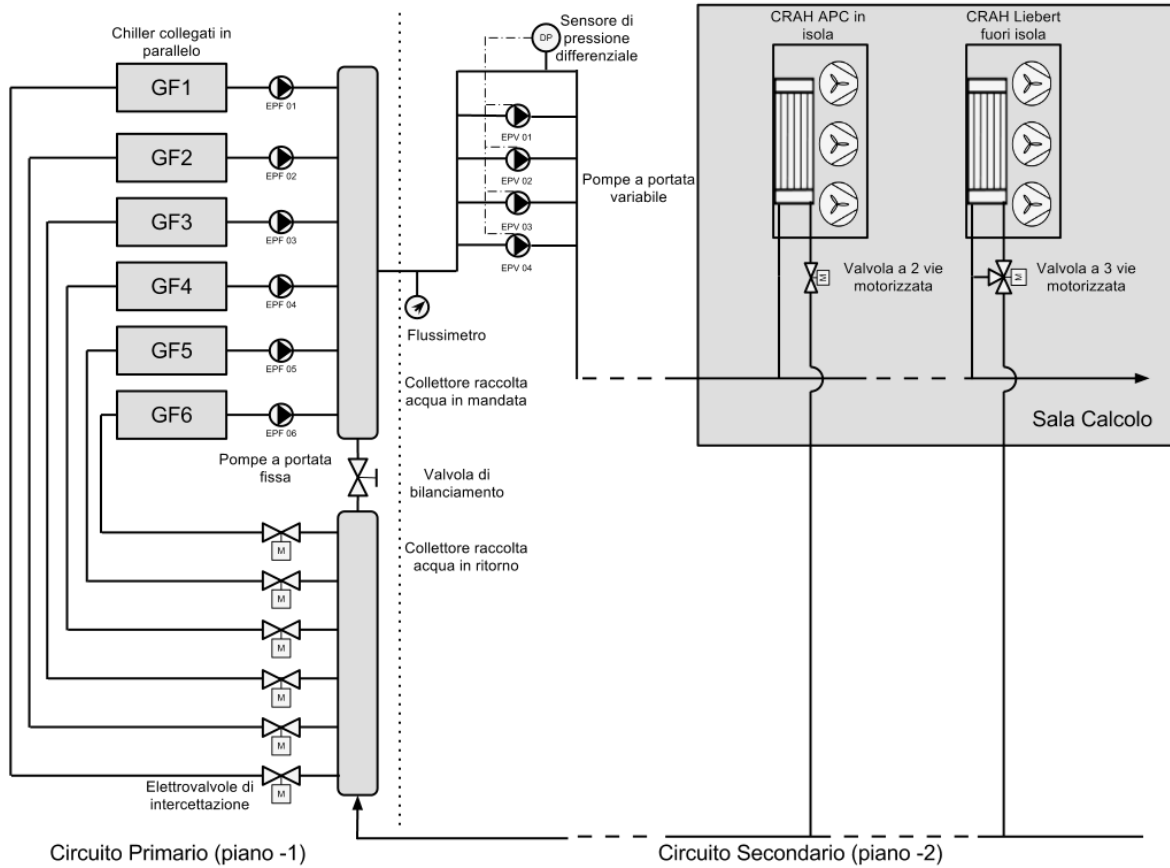
Recentemente la commissione tecnica ASHRAE TC9.9 dell'*American Society of Heating Refrigeration and Air-conditioning Engineers*, ha aggiornato la prima pubblicazione di "*Thermal guidelines for data center processing*", un documento che definisce le condizioni ambientali nei locali informatizzati. Nel supplemento pubblicato nel 2008 si osserva che per la Classe Ambientale 1¹ la temperatura massima ammessa per l'aria fornita alle unità IT corrisponde a 27°C.

Gli studi condotti dall'*American Power Conversion* ed esposti nel White Paper n°138 "*Impatto sul consumo energetico dell'aumento della temperatura in ingresso del server*" indicano che i valori di temperatura dell'aria fornita alle unità IT, ai quali corrisponde il minimo consumo di energia elettrica del centro di calcolo, sono compresi tra 25 e 27°C. Tuttavia, nel documento viene anche chiarito che la temperatura di esercizio ottimale è un valore assai difficile da determinare e dipende fortemente dalla natura del centro di calcolo in questione.

Nel caso specifico del centro di calcolo Tier 1, l'impianto di raffreddamento consiste nella cosiddetta *espansione indiretta* (Figura 1) con disposizione *Hot Aisle Containment System* (HACS), mostrato in Figura 2 e Figura 3. In questo la dissipazione del calore derivante dal funzionamento delle unità IT avviene per scambio convettivo con l'aria. L'aria calda espulsa dalle ventole viene confinata all'interno di un *corridoio caldo*, ovvero un volume ricavato tra le coppie di file di rack che costituiscono l'*isola*. L'aria calda dall'interno del corridoio viene aspirata dai *Computer Room Air Handler* (CRAH) inseriti in ciascuna fila² e raffreddata per poter essere nuovamente ceduta alle unità IT. Il ricircolo d'aria che si ottiene all'interno dell'ambiente chiuso della sala calcolo semplifica notevolmente i problemi legati al controllo dell'umidità. I CRAH trasferiscono il calore a un altro vettore termico, una soluzione di acqua e glicole, per essere raffreddato dai *chiller*, i quali cedono all'ambiente esterno il calore dissipato. Inoltre, sono presenti altri dodici CRAH per il raffreddamento di tutte le apparecchiature informatiche installate fuori dalle isole.

¹ Da ASHRAE TC9.9 vengono definite le classi ambientali per le tecnologie informatiche. In particolare alla Classe 1 corrisponde il controllo più accurato e cautelativo dei parametri ambientali, quali temperatura, umidità relativa e punto di rugiada.

² I condizionatori utilizzati sono di marca APC e hanno le medesime dimensioni dei rack fra i quali sono inseriti a intervalli regolari, da cui il nome *In Row* ("in fila"). Nel dettaglio le unità In Row RC svolgono solo la funzione di raffreddamento, mentre le unità In Row RP dispongono in aggiunta di un umidificatore a elettrodi immersi e di un sistema di deumidificazione.



Circuito Primario (piano -1)

Circuito Secondario (piano -2)

Figura 1 – Schema semplificato dell'impianto di raffreddamento del Tier 1.

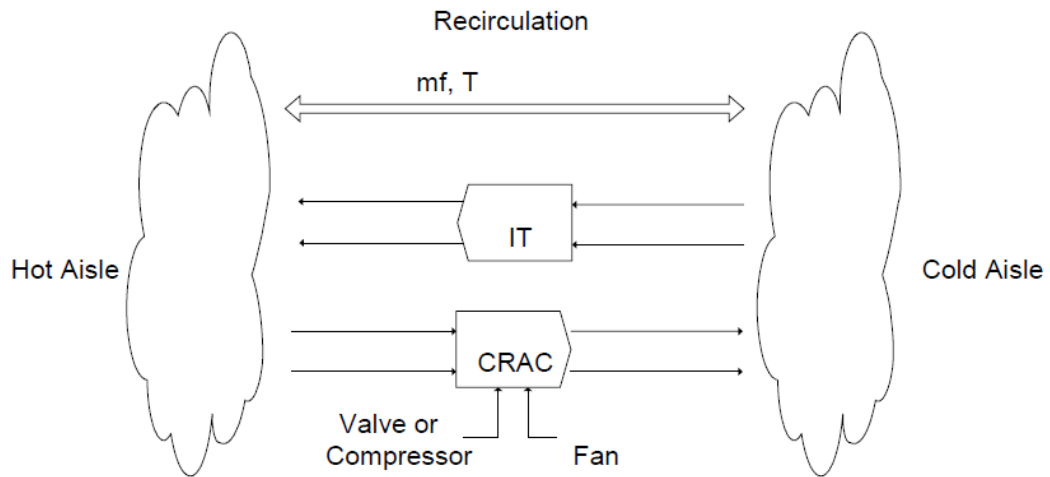


Figura 2 – Schema di funzionamento sistema HACS.



Figura 3 - Esempio di rack e CRAH disposti a formare delle isole con compartimentazione dell'aria calda (HACS).

Applicare quanto esposto nel White Paper n°138 al caso specifico del Tier 1 significa poter aumentare la temperatura di setpoint dell'acqua refrigerata. I vantaggi che ne deriverebbero sono legati al funzionamento della macchina frigorifera. Dalla teoria termodinamica il *coefficient of performance*³ (COP) della macchina frigorifera ideale che lavora seguendo il ciclo di Carnot è funzione delle temperature estreme del ciclo frigorifero:

$$\text{COP}_{\text{carnot}} = \frac{T_{\text{eva}}}{T_{\text{cond}} - T_{\text{eva}}} \quad (1)$$

con T_{eva} e T_{cond} le temperature di evaporazione e di condensazione espresse in gradi kelvin. Il COP cresce all'aumentare di T_{eva} e al diminuire di T_{cond} ; perciò l'incremento atteso del COP all'aumentare della temperatura di setpoint dell'acqua refrigerata si spiega con il contestuale aumento della potenza scambiata dall'evaporatore e quindi della temperatura di evaporazione del fluido frigorifero. L'aumento della temperatura di setpoint dell'acqua refrigerata interessa anche un altro aspetto che riguarda la dissipazione del calore prodotto dalle unità IT mediante il cosiddetto raffreddamento libero (*free cooling*). Nel caso dell'espansione indiretta la tecnica più diffusa per il free cooling è quella che utilizza uno scambiatore a secco aria-acqua disposto in serie al chiller, detto anche *freecooler*. Una valvola deviatrice motorizzata controlla il flusso attraverso il freecooler: quando la temperatura ambientale⁴ è inferiore alla temperatura dell'acqua di ritorno al chiller, la valvola devia il flusso dell'acqua all'interno dello scambiatore in modo che venga preraffreddata dall'aria fresca soffiata dai ventilatori del condensatore. L'acqua preraffreddata viene convogliata

³ In generale è il rapporto tra il lavoro prodotto dalla macchina e l'energia richiesta per ottenerlo. Nel caso di un chiller è il rapporto tra la potenza frigorifera prodotta e la potenza elettrica assorbita dalla macchina.

⁴ Con questo termine si fa riferimento alla temperatura dell'ambiente esterno al centro di calcolo.

all'evaporatore, dove, se la sua temperatura è ancora al di sopra del setpoint, si conclude il raffreddamento per opera dei circuiti frigoriferi.

Aumentare la temperatura dell'acqua permette di incrementare la capacità Q_{fc} del freecooler come espresso dalla seguente formula:

$$Q_{fc} = P_{fc} \tau_{fc} = (K A \Delta T_{ml}) \tau_{fc} \quad (2)$$

dove K è il coefficiente globale di scambio termico, A è la superficie di scambio, ΔT_{ml} è il salto medio logaritmico tra la temperatura dell'acqua nel freecooler e la temperatura ambientale, e τ_{fc} è il periodo misurato in ore/anno in cui si può beneficiare del free cooling. A parità di altre condizioni, come il profilo di temperatura ambientale, dall'aumento della temperatura di setpoint dell'acqua si ottiene un doppio effetto benefico: maggiore salto medio logaritmico ΔT_{ml} e quindi maggiore potenza frigorifera P_{fc} resa dal freecooler, e ampliamento della durata annua τ_{fc} in cui è possibile sfruttare il freddo ambientale.

Tuttavia, assieme alla previsione di una minore spesa in energia elettrica occorre considerare tutti gli aspetti legati alle maggiori temperature di esercizio ai quali corrisponderanno differenti priorità a seconda della natura del centro di calcolo.

Una breve panoramica di vantaggi e svantaggi legati all'aumento della temperatura in sala calcolo; vantaggi:

- possibilità di aumentare le temperature estreme dell'acqua refrigerata dai chiller beneficiando così di una maggiore efficienza termodinamica;
- maggior numero di ore di free cooling indiretto;
- minori dispersioni termiche dirette e indirette durante le stagioni calde;
- minori spese di pompaggio legate alla diminuzione della viscosità del glicole normalmente presente all'interno dei circuiti con liquido di raffreddamento
- minore necessità di deumidificare soprattutto durante le stagioni calde a causa di inevitabili rientrate d'aria dall'esterno.

Svantaggi:

- maggiori criticità di funzionamento delle unità IT in relazione alla presenza di punti caldi (*hot spots*) spesso difficili da localizzare;
- aumento della velocità di rotazione delle ventole di raffreddamento delle unità IT;
- maggiori consumi delle unità IT dovuti all'aumento delle correnti di dispersione nei semiconduttori;
- riduzione dell'inerzia termica;
- maggiore necessità di umidificare soprattutto durante le stagioni fredde a causa di inevitabili rientrate d'aria dall'esterno.

2 CARATTERISTICHE DI SERVER E STORAGE

Ogni produttore di unità IT fornisce per ciascun modello le condizioni ambientali limite ammesse in esercizio, che sono espresse in termini di temperatura e umidità relativa dell'aria all'interno della sala calcolo. In Tabella 1 si riportano, per alcuni modelli di server e storage attualmente installati all'interno del Tier 1, le corrispondenti condizioni ambientali ammesse in esercizio specificate dal produttore.

Tabella 1 – Condizioni ambientali limite ammesse per il funzionamento di server e storage.

Anno	Tipo	Marca	Modello	T. ambiente [°C]	UR [%]
2009	CPU	E4	E7210-Server 2U	10÷35	8÷90
2009	CPU	E4	Twin Server 1U	10÷35	8÷90
2010	CPU	E4	Twin Server 1U	10÷35	8÷90
2011	CPU	E4	E5645 - Server Twin 1U	10÷35	8÷90
2011	CPU	Olidata	Gemini 2022 TG	10÷35	10÷90
2012	Storage	Fujitsu	DX 440-S2	10÷40	20÷80
n.d.	CPU	Dell	M-600 - Blade Server	10÷35	8÷80
n.d.	CPU	HP	BL460C - Blade Server	10÷35	10÷90
n.d.	CPU	Dell	Power Edge 2950 - Server 2U	10÷35	20÷80

3 CONSUMI DI ENERGIA ELETTRICA PER L'ANNO 2011

Con riferimento all'anno 2011, viene di seguito mostrata un'istantanea sull'impiego dell'energia elettrica nel centro di calcolo Tier 1. L'energia complessivamente assorbita dal centro di calcolo e dagli uffici viene misurata dall'apposito contatore posizionato nella cabina elettrica in cui avviene la consegna alla media tensione dal fornitore di energia elettrica. Per considerare l'influenza della temperatura ambientale su alcuni aspetti (come il raffreddamento), per i valori di potenza raccolti nel database dal *Building Management System* (BMS), se ne è calcolato il valore medio per l'anno 2011.

Tabella 2 – Ripartizione delle potenze elettriche medie del Tier 1 per l'anno 2011.

Media tensione	1060,8 kW
<i>ripartita tra le seguenti voci:</i>	
Trasformatori	13,4 kW
Carico informatico	587,2 kW
Chiller ed elettropompe	259,0 kW
Gruppi di continuità	128,4 kW
CRAH APC	19,0 kW
CRAH Liebert	30,0 kW
Luci, UPS ⁵ , PLC ⁶ e altri ausiliari	12,4 kW
Uffici	11,4 kW

⁵ Uninterruptible Power Supply.

⁶ Programmable Logic Controller.

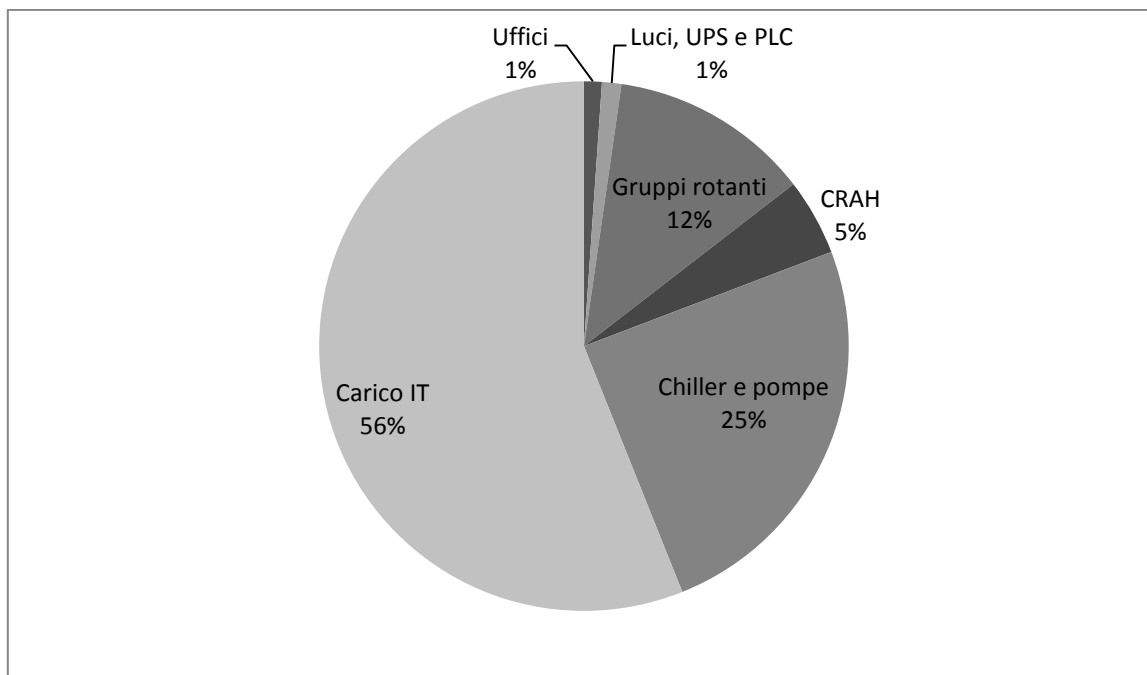


Figura 4 – Ripartizione dei consumi elettrici del Tier 1 per l'anno 2011.

I dati mostrati fanno riferimento allo scenario esposto in Tabella 3.

Tabella 3 – Stato sala calcolo 2011.

Setpoint temperatura corridoio freddo	18 °C
Setpoint temperatura acqua raffreddamento	8,5 °C
Setpoint umidificatore	50%
Setpoint deumidificatore	55%
n. CRAH attivi	58

Un indice ampiamente utilizzato nel settore per valutare l'efficienza con cui viene impiegata l'energia elettrica all'interno del centro di calcolo è il *Power Usage Effectiveness* o PUE, che viene definito dalla seguente:

$$PUE = \frac{\text{Energia elettrica assorbita dal centro di calcolo}}{\text{Energia elettrica assorbita dalle unità IT}} \quad (3)$$

Per ragioni di rappresentatività il calcolo del PUE viene proposto su base annuale poiché i sistemi di condizionamento dell'aria delle sale calcolo sono influenzati dalle condizioni climatiche ambientali. Poiché per ogni kWh consumato dalle unità IT corrispondono tanti kWh quanti il PUE⁷ diviene immediatamente chiaro che minore è il PUE maggiore è

⁷ Se, ad esempio, il PUE è 1.4 per ogni kWh assorbito dalle unità IT corrispondono 1.4 kWh consumati dall'intero centro di calcolo.

l'efficienza energetica del centro di calcolo e che il minimo valore che può assumere è 1. Stando ai valori medi sopra raccolti per il 2011, il PUE⁸ è 1,79.

4 MODELLO PER SIMULARE IL FUNZIONAMENTO DEI CHILLER

Per simulare il comportamento dei chiller (modello Emerson SRH-032), si è sviluppato un modello che partendo dai dati di:

- temperatura ambientale (T_{amb})
- temperatura di setpoint dell'acqua di raffreddamento (T_w)
- temperatura di ritorno dell'acqua di raffreddamento (T_{wi})
- consumo di energia elettrica per le unità IT
- consumo di energia elettrica per gli ausiliari all'interno della sala calcolo
- consumo di energia elettrica per l'intero centro di calcolo

permette di calcolare le seguenti grandezze riguardanti il funzionamento sia dei chiller sia del centro di calcolo:

- potenza frigorifera (P_f)
- potenza elettrica assorbita dai chiller (P_a)
- ore di free cooling disponibili (τ_{fc})
- potenza frigorifera resa dal free cooling (P_{fc})
- COP e EER⁹ (Energy Efficiency Ratio) dei chiller
- SEER¹⁰ (Seasonal Energy Efficiency Ratio)
- PUE (Power Usage Effectiveness)
- consumo e spesa di energia elettrica per i chiller

Il modello è stato sviluppato in ambiente MATLAB, mentre i dati di temperatura, potenze elettriche, ecc. sono stati raccolti dal *Building Management System* (BMS).

4.1 Ipotesi alla base del modello

Il modello descritto in questo documento si basa sulle seguenti ipotesi:

- la potenza informatica viene intesa come la potenza elettrica richiesta dall'apparecchiatura informatica e misurata alla spina di corrente dell'alimentatore;
- *heat power factor*¹¹ pari al 100%;
- chiller costantemente a pieno carico, ossia con tutti i compressori accesi (n. 4 compressori), ventilatori ed elettropompa alla massima velocità;
- i chiller, disposti in parallelo, vengono considerati come un'unica macchina;

⁸ Per il calcolo del PUE non vengono considerati i consumi di energia elettrica dovuti agli uffici in quanto non direttamente riconducibili alla struttura del centro di calcolo.

⁹ Rapporto fra la potenza frigorifera e la potenza elettrica complessivamente assorbita dalla macchina; differisce dal COP poiché in quest'ultimo viene considerata solo la potenza elettrica assorbita dai compressori, senza considerare quindi i consumi di ventole, pompe, elettronica di controllo, resistenze elettriche, ecc.

¹⁰ EER calcolato su base annua.

¹¹ Rapporto espresso in percentuale tra la potenza termica dissipata dall'apparecchiatura informatica e la potenza elettrica assorbita.

- il free cooling viene stimato con andamento lineare, partendo dalle specifiche di funzionamento fornite da Emerson;
- la potenza frigorifera coincide con la potenza elettrica, misurata dai multimetri e registrata dal BMS¹², per l'alimentazione di tutte le apparecchiature informatiche, UPS, luci, quadri elettrici, CRAH, ausiliari ecc. all'interno del Tier 1;
- tutti i CRAH in funzione.

4.2 Interpolazione

Per stimare il risparmio di elettricità per il funzionamento dei chiller si sono presi come riferimento i valori di temperatura ambientale, il carico informatico e l'energia elettrica complessivamente consumata per il Tier 1 nell'anno 2011, tutti valori ricavati interrogando il BMS.

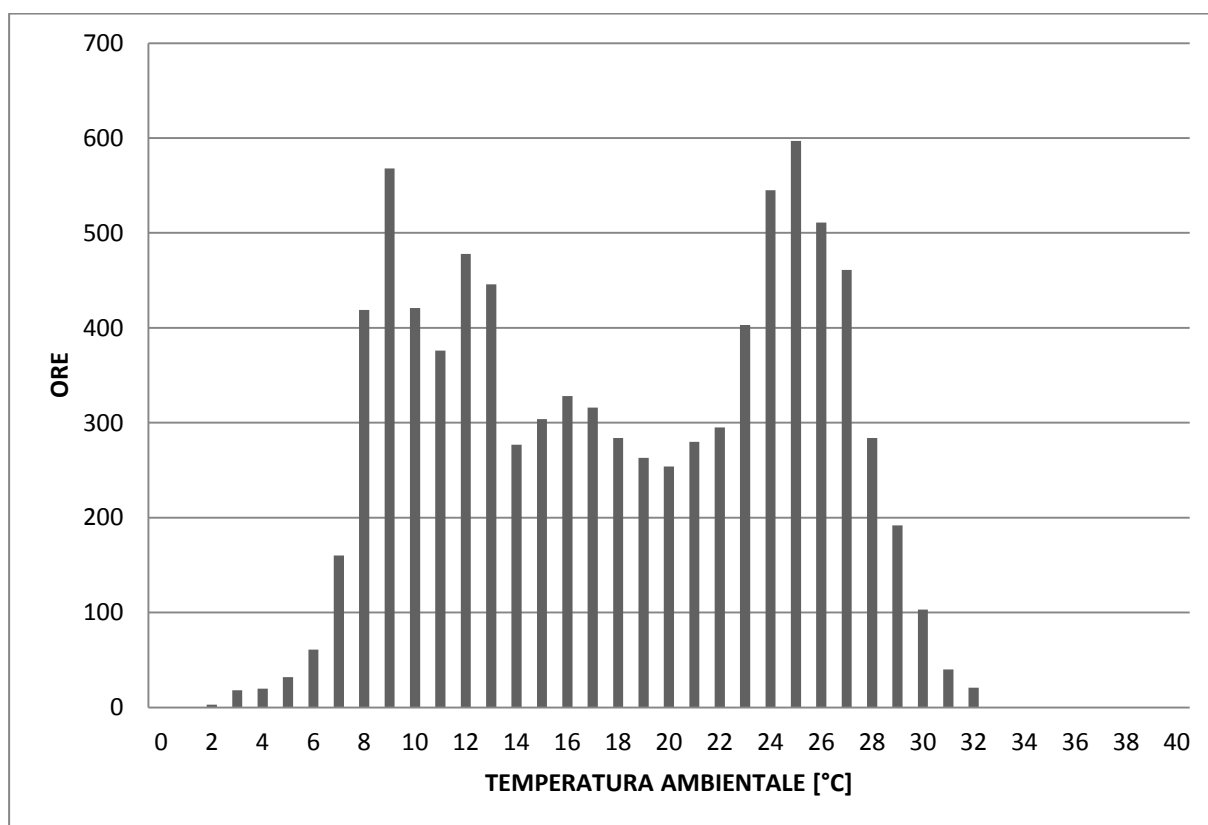


Figura 5 - Distribuzione ore in funzione della temperatura ambientale per l'anno 2011.

Per ottenere i valori di efficienza dei chiller (COP e EER) in funzione di T_{amb} e T_w , si è partiti dai valori forniti da Emerson della potenza frigorifera e della potenza assorbita dai compressori a pieno carico in funzione della temperatura ambientale e di setpoint dell'acqua. Poiché i valori disponibili sono forniti per T_{amb} pari a 20, 25, 30, 35 e 40 °C e T_w pari a 6, 8,

¹² Con questa ipotesi si trascurano le dispersioni termiche dal centro di calcolo verso l'esterno e viceversa che si devono al non perfetto isolamento termico sia dell'edificio sia delle tubazioni che trasportano l'acqua del circuito di raffreddamento.

10, 12 e 14 °C è stato necessario raffittire il numero di punti di funzionamento mediante interpolazione lineare.

Tabella 4 - Prestazioni frigorifere e aerauliche SRH-032 Emerson.

Prestazioni frigorifere/aerauliche ¹³				
T _{amb} [°C]	P _f [kW]	P _a [kW]	T _w [°C]	dp _{ev} [kPa]
20	357,9	90,5	6	197
	377,8	93,3	8	216
	398,3	96,3	10	236
	419,3	99,5	12	258
	440,8	102,9	14	281
25	340,6	99,5	6	181
	359,6	102,6	8	198
	378,8	105,8	10	217
	398,7	109,2	12	237
	419,0	112,8	14	258
30	322,2	109,7	6	164
	340,0	113,0	8	180
	358,3	116,4	10	197
	376,8	120,0	12	214
	396,1	123,7	14	232
35	302,7	121,1	6	147
	319,5	124,6	8	160
	336,5	128,1	10	175
	354,0	131,8	12	190
	371,9	135,7	14	207
40	282,2	133,7	6	129
	297,6	137,2	8	141

Un primo confronto fra i dati così ottenuti e quelli raccolti per il 2011 è visibile in Figura 6. La causa del discostamento osservabile tra i *valori del modello*, ricavati dai dati di Tabella 4, ed i *valori misurati*¹⁴ registrati per l'anno 2011, va ricercata nelle condizioni di esercizio del chiller del Tier 1 che sicuramente si discostano dalle condizioni di funzionamento standard¹⁵ ai quali fanno riferimento i dati in Tabella 4. Poiché ciò che rende il funzionamento dei chiller del Tier 1 meno efficiente è per lo più da attribuirsi alle scarse condizioni aerauliche (da cui maggiori temperature, pressioni di condensazione e consumi per la ventilazione) si è deciso di scostare i dati del modello (ovvero la curva interpolante) fino a farli incontrare con quelli misurati. Per la medesima temperatura di setpoint dell'acqua refrigerata, attualmente di 8,5 °C, utilizzando il metodo dei minimi quadrati, si è osservato che i dati del modello interpolano i dati misurati scostando i valori di -10,1 °C (Figura 7).

¹³ Liquido: miscela glicole/acqua 30%/70%; ΔT sull'evaporatore: 5 °C; refrigerante: R407C.

¹⁴ I dati misurati per il confronto con il modello non sono disponibili per temperature dell'ambiente esterno inferiori ai 13 °C, perché sotto questo valore di temperatura interviene il sistema free cooling.

¹⁵ Alimentazione 400 V/ trifase/ 50 Hz; temperatura ingresso/uscita acqua 12/7 °C; glicole 0%; mandata aria canalizzata con 50 Pa di pressione utile.

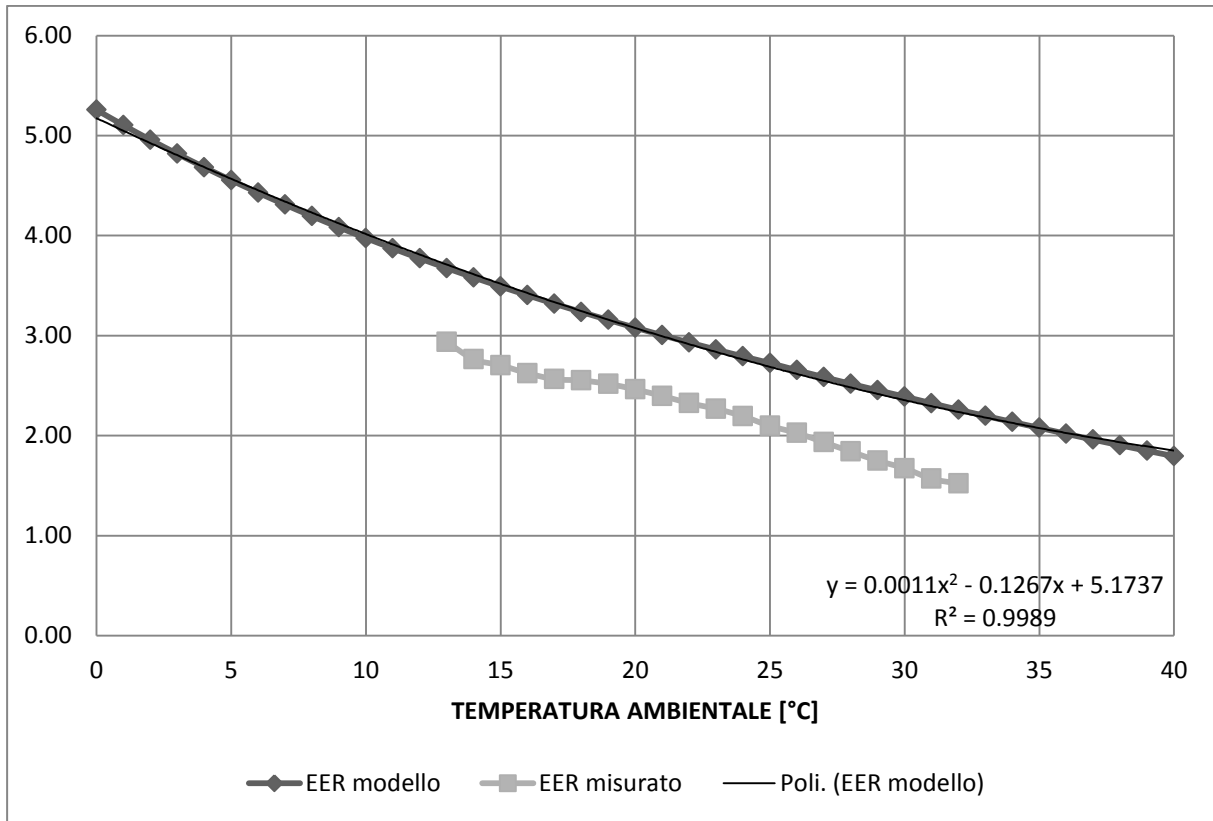


Figura 6 - Confronto fra i dati del modello e i dati misurati per il 2011.

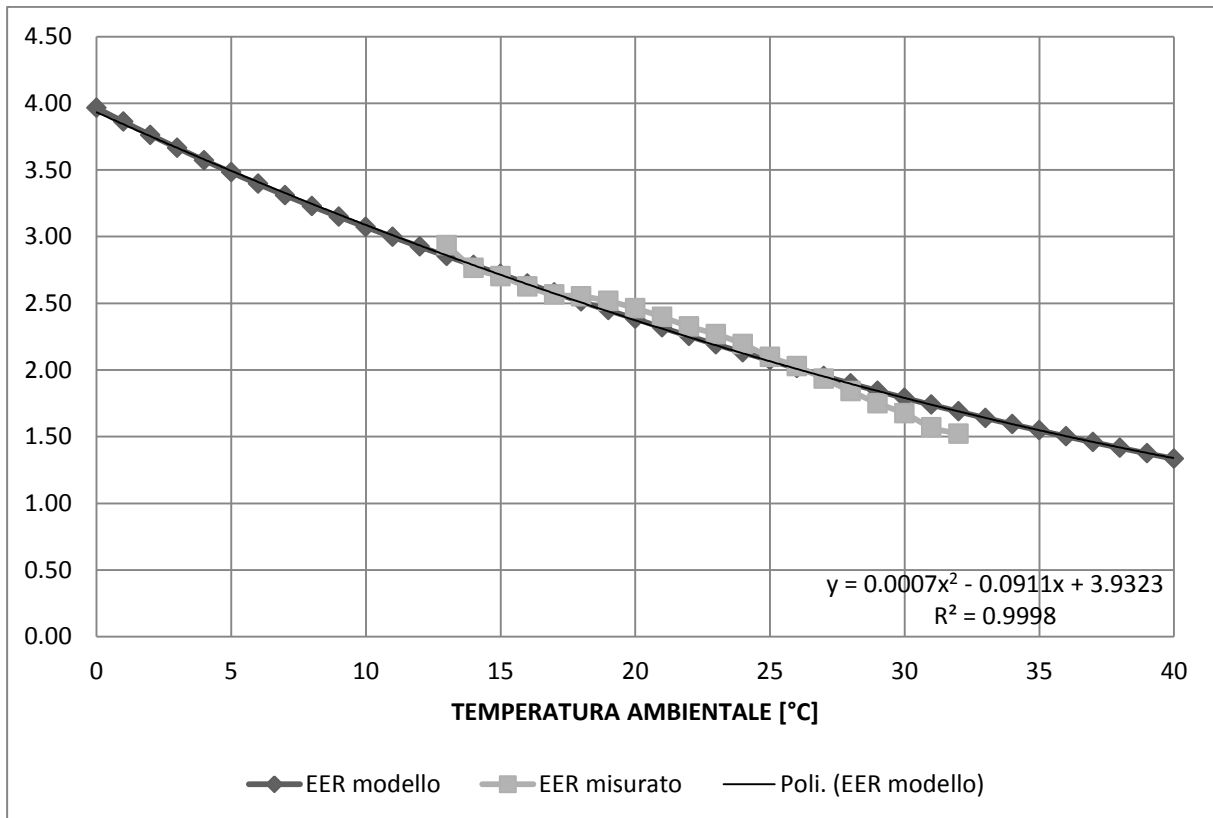


Figura 7 - Scostamento dei dati del modello mediante metodo dei minimi quadrati.

I dati del modello fanno ora riferimento all'intervallo di temperatura ambientale $9,9 \div 29,9^\circ\text{C}$ essendo:

$$T_{\text{amb}} = 20 - \text{shift} \div 40 - \text{shift} = 9,9 \div 29,9^\circ\text{C} \quad (4)$$

Infine, per estendere i dati del modello a temperature ambientali da 0 a $9,9^\circ\text{C}$ e da $29,9^\circ\text{C}$ a 40°C si è eseguita un'estrapolazione.

4.3 Estrapolazione: prestazioni chiller SRH-032

In Figura 8, Figura 9, e Figura 10 sono riportati i dati relativi alle prestazioni del chiller in seguito al processo di interpolazione ed estrapolazione lineare. Si sottolinea che Emerson ammette soltanto che i dati forniti siano interpolati ma non estrapolati. Ne deriva la necessità di verificare la bontà dei dati estrapolati.

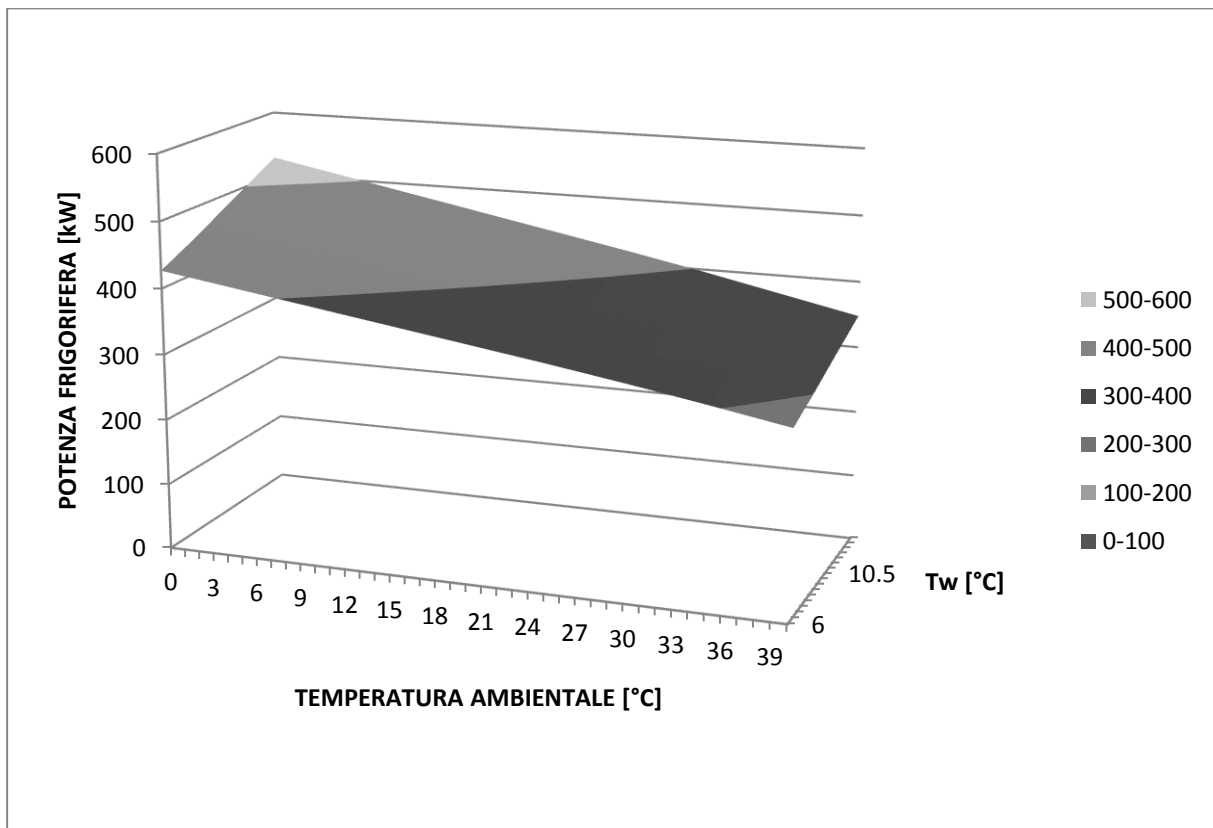


Figura 8 – Potenza frigorifera [kW].

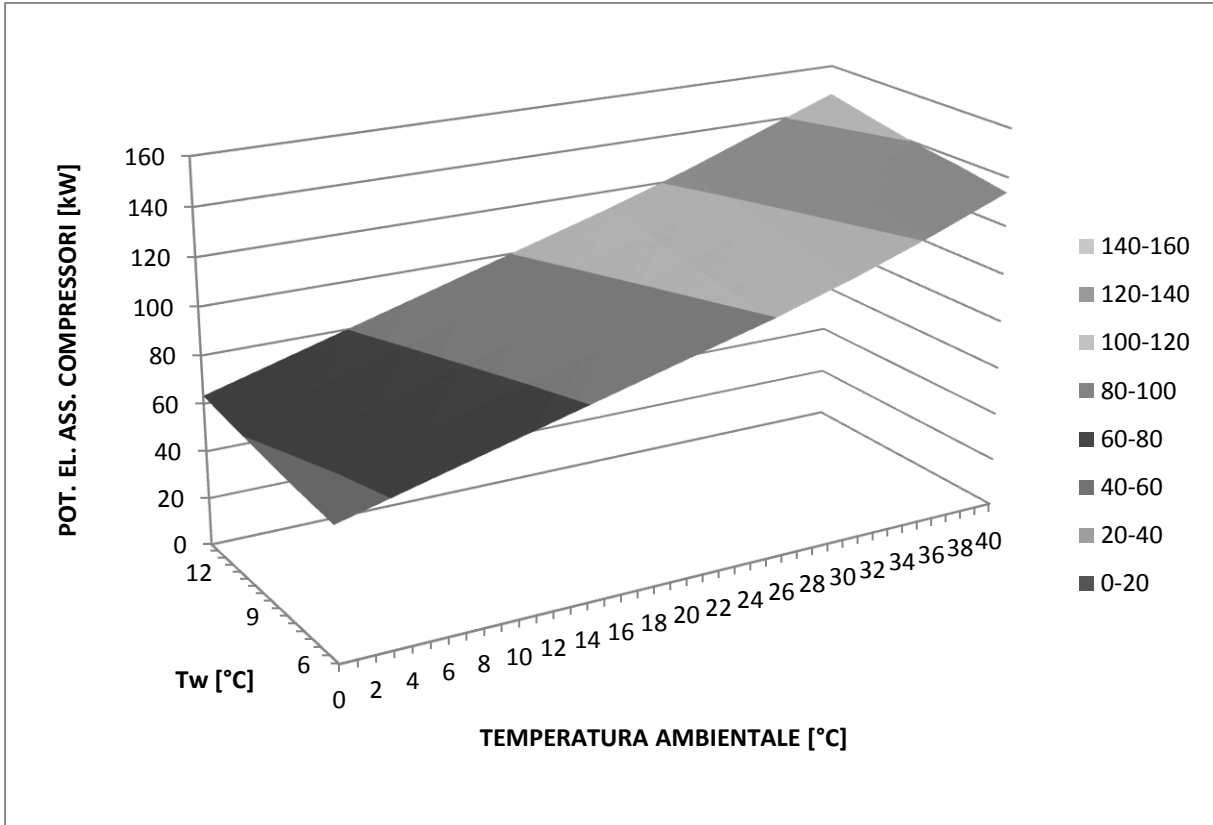


Figura 9 – Potenza assorbita dai compressori [kW].

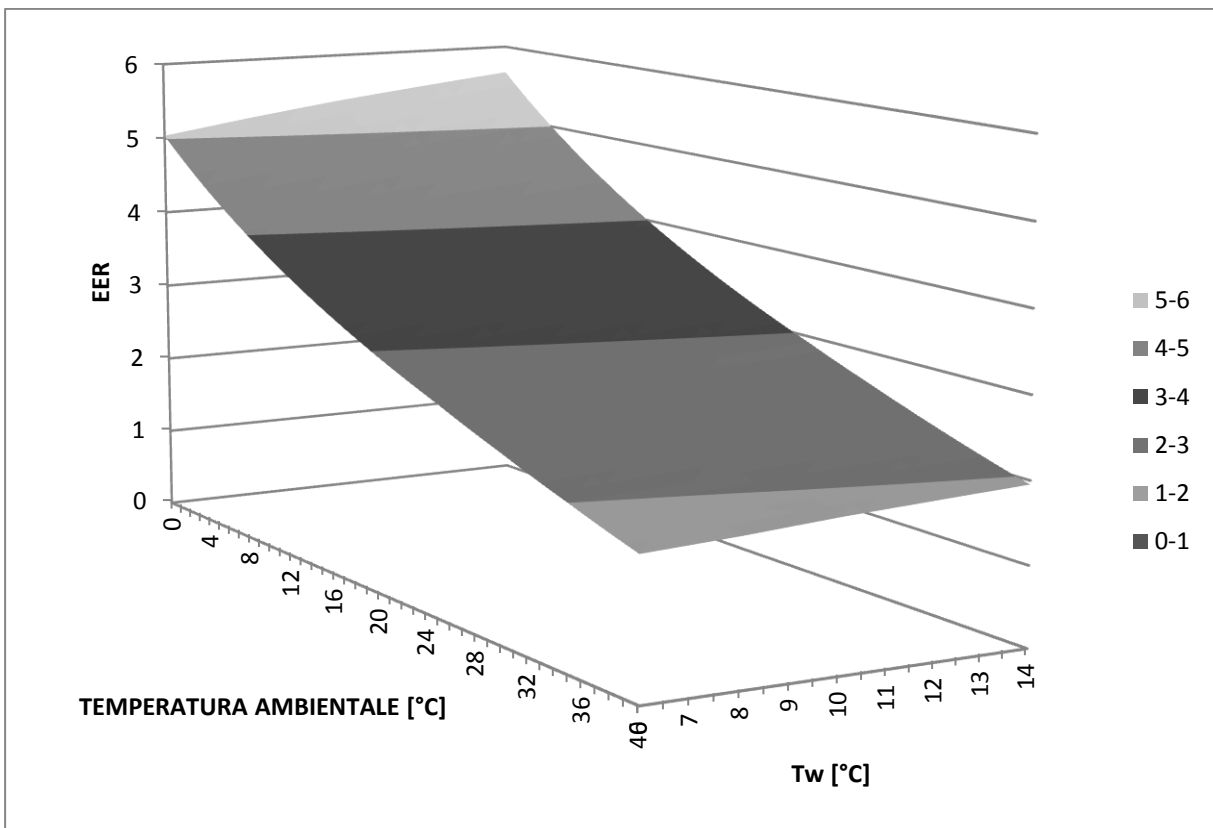


Figura 10 – Energy Efficiency Ratio.

4.4 Validazione dei dati estrapolati

Validare i dati ottenuti mediante estrapolazione lineare per temperature ambiente inferiori a 20 °C è stato possibile grazie a dati forniti da Emerson in merito a una serie di test eseguiti sui chiller in data 01/06/2007. I dati in questione forniscono i valori di prestazione dei chiller (senza free cooling) per temperature ambiente pari rispettivamente a 15, 10 e 6 °C:

Tabella 5 - Risultati dei test eseguiti da Emerson su chiller SRH-032.

T _{amb} [°C]	15	10	6
T _w [°C]	7	7	7
EER	3,62	4,03	4,03
COP	4,59	5,21	5,22
Potenza frigorifera [kW]	385,2	401,3	401,5
Potenza elettrica assorbita dal compressore [kW]	83,9	77,0	76,9

Da modello per le stesse temperature:

Tabella 6 - Risultato delle simulazioni eseguite mediante il modello.

T _{amb} [°C]	15	10	6
T _w [°C]	7	7	7
EER ¹⁶	3,41	3,88	4,32
COP	4,66	5,48	6,3
Potenza frigorifera [kW]	385,6	403,3	421,1
Potenza elettrica assorbita dal compressore [kW]	82,8	73,6	64,5
Errore relativo percentuale sulla stima dell'EER	5,8%	3,7%	-7,2%

Dalla Tabella 6 si osserva l'errore relativo al calcolo dell'EER è piuttosto contenuto (entro il 10%) e risulta massimo per T_{amb} uguale a 6 °C. Tuttavia, quest'ultimo risultato non è rilevante ai fini di questo studio poiché per lo scostamento (shift) effettuato i valori di temperatura ambientale interessati sono quelli inferiori a - 0,1 °C (10 °C - shift = 10 °C - 10,1 °C = - 0,1 °C) quando non si registrano temperature inferiori ai 2,3 °C per il 2011. Diversamente non è stato possibile effettuare un confronto simile per temperature ambientali superiori ai 29,9 °C mancando i dati sulle prestazioni delle macchine per temperature ambientali dai 40 °C in su.

4.5 Modellazione del Free cooling indiretto

I chiller SRH-032 sono dotati di uno scambiatore aggiuntivo posto in serie al circuito idronico, adibito al cosiddetto free cooling. In Tabella 7 vengono riportati i dati di targa.

¹⁶ L'Energy Efficiency Ratio viene calcolato da modello considerando il funzionamento dell'elettropompa e dei ventilatori sempre al massimo carico.

Tabella 7 – Prestazioni frigorifere free cooling per SRH-032 Emerson.

Potenza dello scambiatore free cooling [kW]	197,1
<i>Nelle seguenti condizioni standard:</i>	
Alimentazione	400 V/trifase/50 Hz
T _{amb} * [°C]	5
T _{wi} * [°C]	15
Glicole etilenico [%]	30

Per simulare il funzionamento del free cooling, il modello assume un andamento lineare per la potenza frigorifera dello scambiatore free cooling (P_{fc}), del tipo:

$$P_{fc} = C N_{chiller} \frac{197,1 \text{ kW}}{(T_{wi}^* - T_{amb}^*)} (T_{wi} - T_{amb}) \quad (5)$$

a cui si aggiunge un'isteresi iniziale di 2 °C: fino a quando la temperatura dell'acqua T_{wi} non supera di almeno 2 °C la temperatura ambientale, il free cooling non è conteggiato¹⁷.

$N_{chiller}$ indica il numero di chiller in funzione.

C è un fattore correttivo che viene assunto pari a 0,5. Ricordando la teoria degli scambiatori a secco a flussi incrociati, possiamo affermare che la potenza termica scambiata, a parità di superficie di scambio A e del coefficiente globale di scambio termico K , vada linearmente con il salto medio logaritmico presente fra i due fluidi coinvolti nello scambio, ossia:

$$P_{fc} = F K A \Delta T_{ml} = K A \frac{\tau_1 - \tau_2}{\ln\left(\frac{\tau_1}{\tau_2}\right)} \quad (6)$$

dove τ_1 e τ_2 sono rispettivamente i differenziali di temperatura tra aria e acqua in corrispondenza delle sezioni d'ingresso e di uscita dello scambiatore, e F è un fattore correttivo maggiore di 0,95 per il tipo di scambiatore, ma che per semplicità assumiamo uguale a 1.

Quando τ_1 e τ_2 sono simili¹⁸ la formula può approssimarsi a:

$$P_{fc} \cong K A 0,5 (\tau_1 + \tau_2) = K A 0,5 (T_{wi} - T_{amb_o} + T_{wo} - T_{amb_i}) \quad (7)$$

Pertanto nell'ipotesi di considerare $\tau_2 = T_{wo} - T_{amb_i} = 0$, possiamo affermare che, in prima approssimazione, sia valida la seguente relazione¹⁹:

$$P_{fc} \approx K A 0,5 (T_{wi} - T_{amb_i}) \quad (8)$$

¹⁷ Il firmware del chiller attiva la modalità freecooling quando la temperatura ambientale è inferiore alla temperatura di ritorno dell'acqua refrigerata di almeno 2 °C.

¹⁸ L'errore percentuale derivante dall'utilizzo della (7) si mantiene contenuto entro il 4% finché il rapporto tra le differenze di temperatura alle estremità dello scambiatore risulta minore di 2.

¹⁹ Si è scelto di considerare l'ipotesi più conservativa che impone l'uguaglianza della temperatura dell'aria e della temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore free cooling.

4.6 Taratura del modello

Per ultimare il processo di taratura dell'intero modello si sono confrontati i risultati con i dati riguardanti il consumo di energia elettrica assorbita dai chiller per l'anno 2011.

Tabella 8 – Confronto di consumi e prestazioni dell'impianto di raffreddamento tra i valori ricavati da simulazione e quelli misurati sulla base dei dati raccolti per il 2011.

	Dati reali per l'anno 2011	Dati da modello per l'anno 2011
<i>Input:</i>		
T_w [°C]		8,5
$\Delta T_w = T_{wi} - T_w$ [°C]		3
Costo energia elettrica [€/kWh]		0,17
<i>Output:</i>		
Free cooling [ore]	1271	1281
Energia elettrica chiller [GWh]	2,27	2,29
SEER	2,48	2,46
Spesa in energia elettrica per i chiller [k€]	386	389

Per le finalità del presente documento, cioè la stima dei costi differenziali riguardanti la scelta di un set di temperature di setpoint, con riferimento al solo anno 2011, la precisione raggiunta dal modello si ritiene più che sufficiente.

4.7 Risultati della simulazione

I risultati per le differenti impostazioni di funzionamento dell'impianto, che sono principalmente T_w (temperatura di setpoint acqua) e ΔT_w (differenza di temperatura tra ingresso e uscita acqua), saranno illustrati in grafici e tabelle con riferimento alle impostazioni adottate per l'anno 2011.

Tabella 9 - Risultati delle simulazioni.

	Simulazione					
<i>Input:</i>						
T_w [°C]	8,5	10	11	12	13	14
ΔT_w [°C]	3,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
Costo energia elettrica [€/kWh]	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
<i>Output:</i>						
FC [ore]	1281	2556	3002	3279	3583	3911
SEER [1]	2,46	2,59	2,65	2,72	2,79	2,87
PUE [1]	1,79	1,77	1,75	1,74	1,73	1,72
En.El. chiller [GWh]	2,29	2,18	2,12	2,07	2,02	1,97
Spesa En.El. chiller [k€]	389	370	361	352	343	334
Risparmio [k€]	0	- 19	- 25	- 37	- 46	- 55
Risparmio [%]	0	- 4,9	- 7,2	- 9,5	- 12	- 14

Il massimo valore di setpoint per il chiller va impostato tenendo conto delle massime temperature di esercizio ammesse per il modello SRH-032 che sono raccolte in Tabella 10.

Tabella 10 – Massime temperature di funzionamento ammesse per il chiller Emerson SRH-032 a pieno carico.

Temperature massime ammesse in esercizio Chiller Emerson SRH-032	
T_w max [°C]	15
T_{wi} max [°C]	20
ΔT_w max [°C]	8

Le seguenti figure mostrano la distribuzione della potenza e dell'energia elettrica assorbita dai chiller in funzione del profilo di temperatura ambientale per varie temperature dell'acqua. Quella che nella legenda viene indicata come “lim. zona free cooling” è la massima temperatura che permette l'impiego del free cooling.

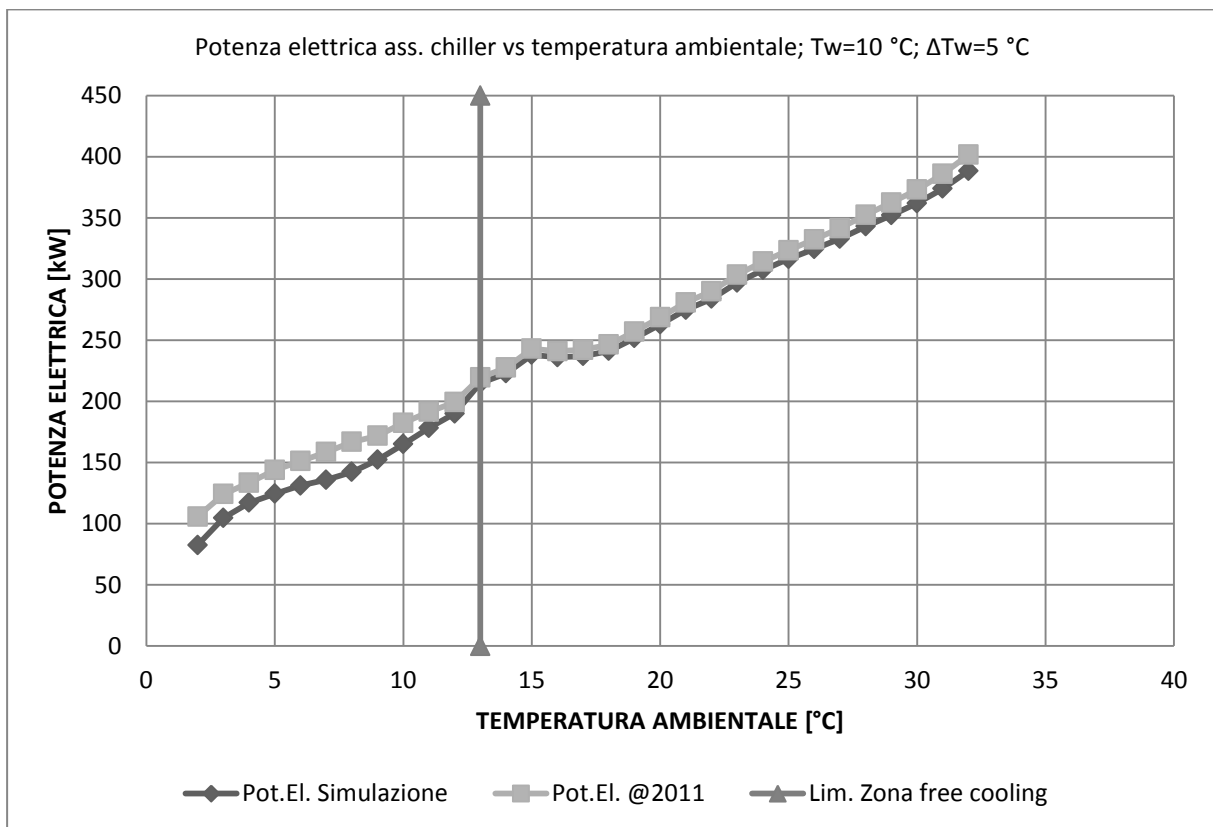


Figura 11 - Potenza attiva chiller simulazione; $T_w=10$ °C; $\Delta T_w=5$ °C.

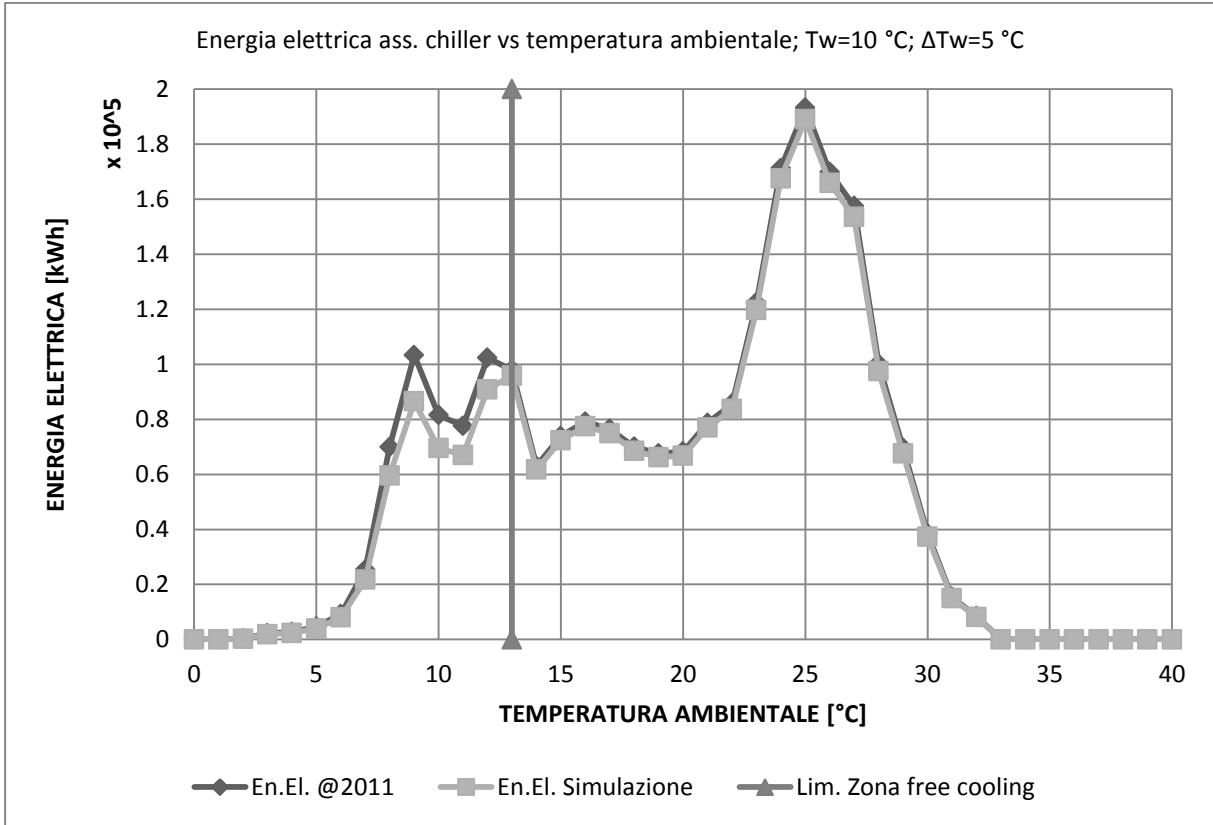


Figura 12 - Energia attiva chiller simulazione; $T_w=10\text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_w=5\text{ }^\circ\text{C}$.

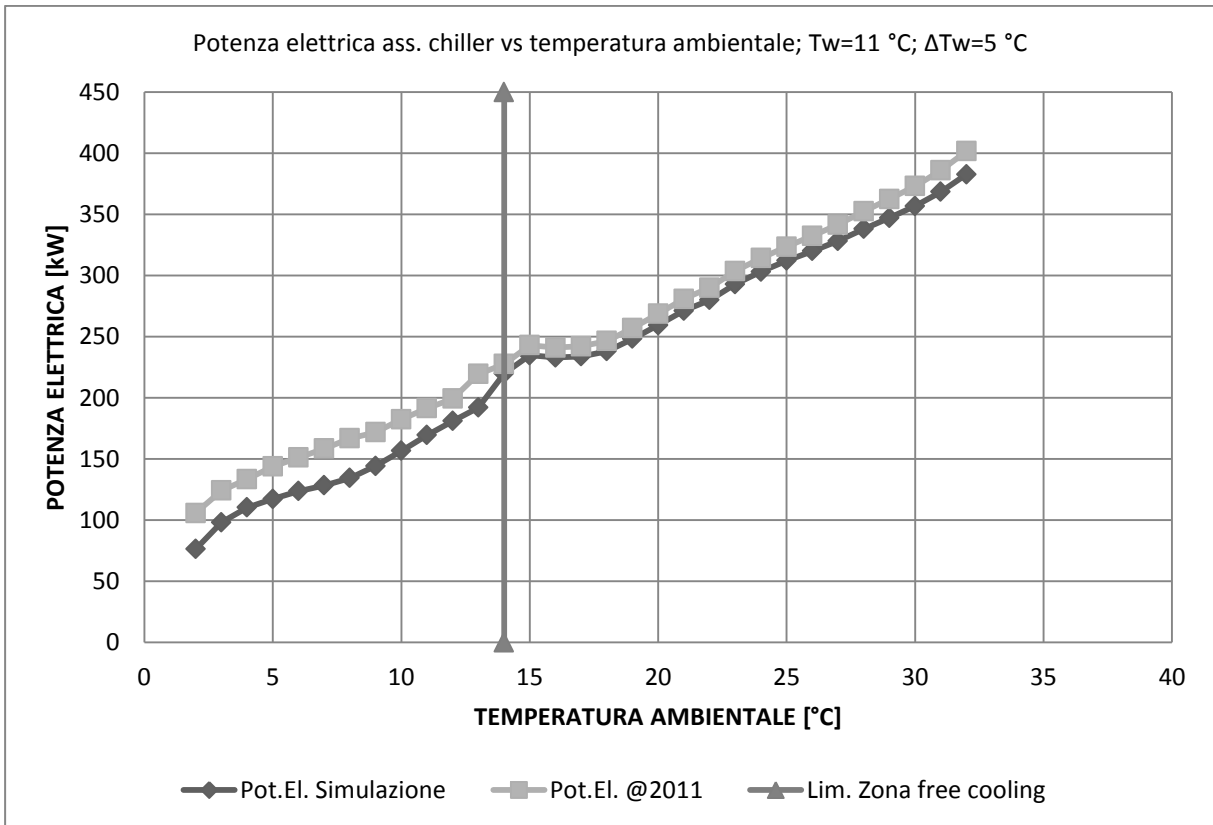


Figura 13- Potenza attiva chiller simulazione; $T_w=11\text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_w=5\text{ }^\circ\text{C}$.

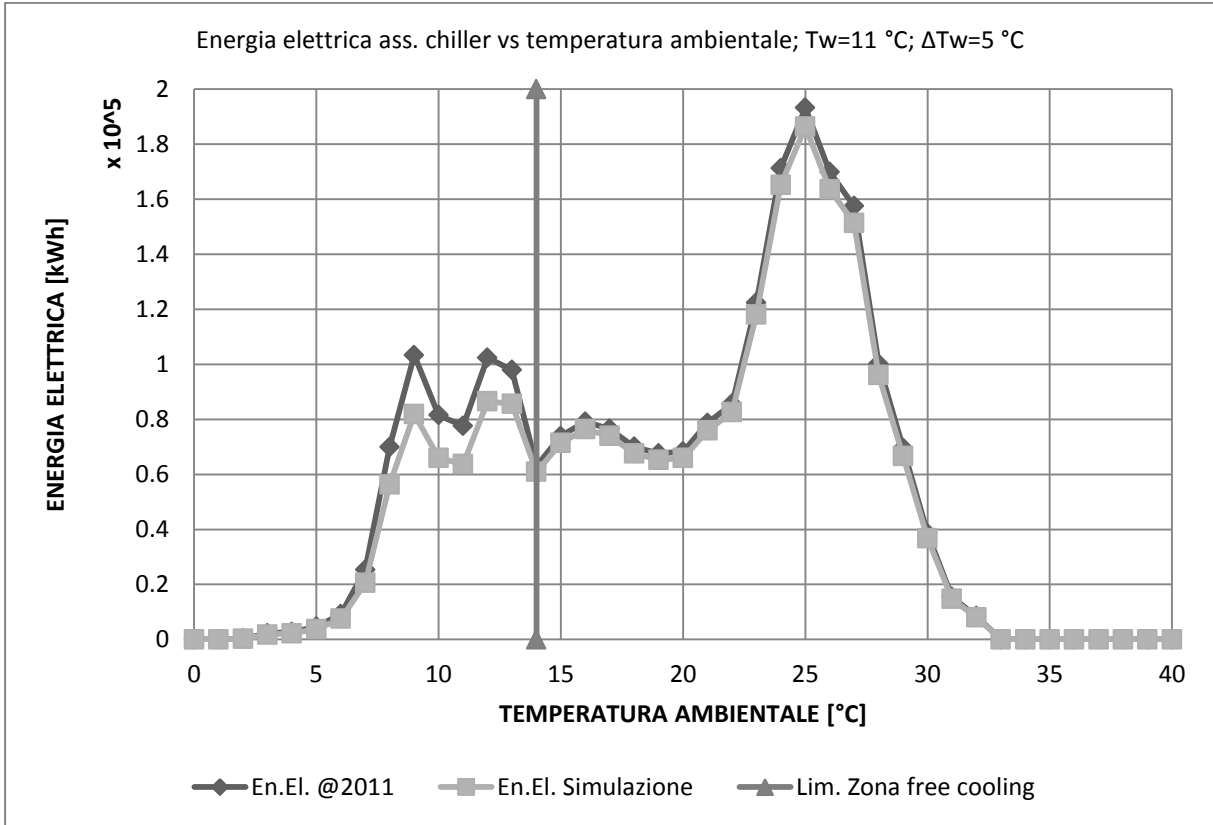


Figura 14 - Energia attiva chiller simulazione; $T_w=11\text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_w=5\text{ }^\circ\text{C}$.

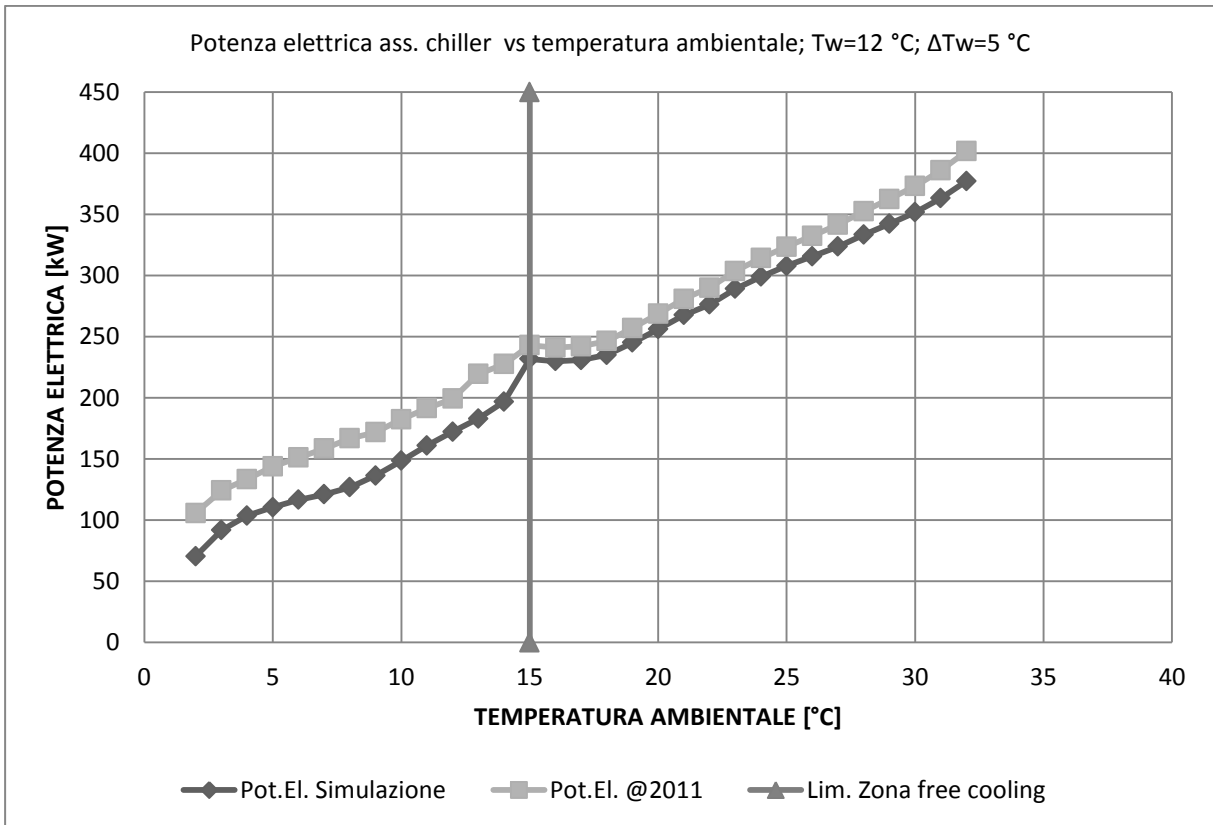


Figura 15 - Potenza attiva chiller simulazione; $T_w=12\text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_w=5\text{ }^\circ\text{C}$.

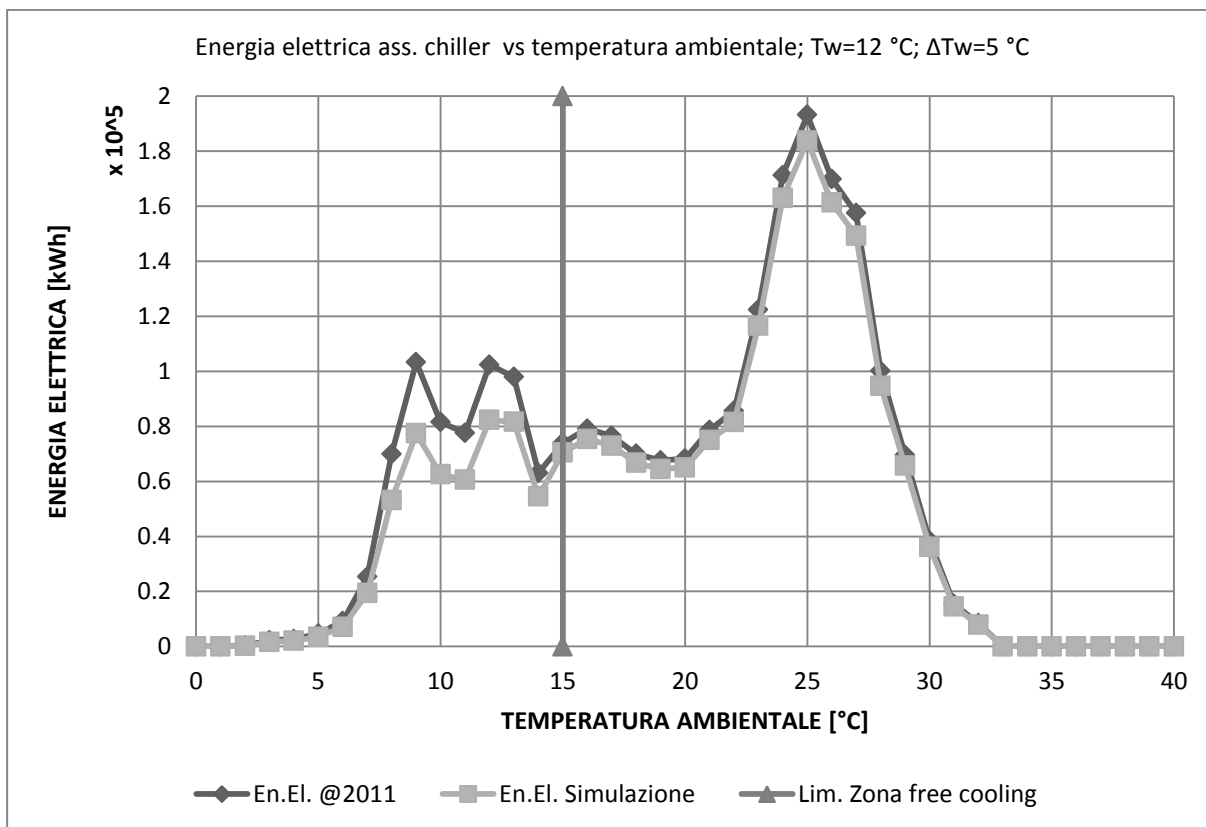


Figura 16 - Energia attiva chiller simulazione; $T_w=12\text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_w=5\text{ }^\circ\text{C}$.

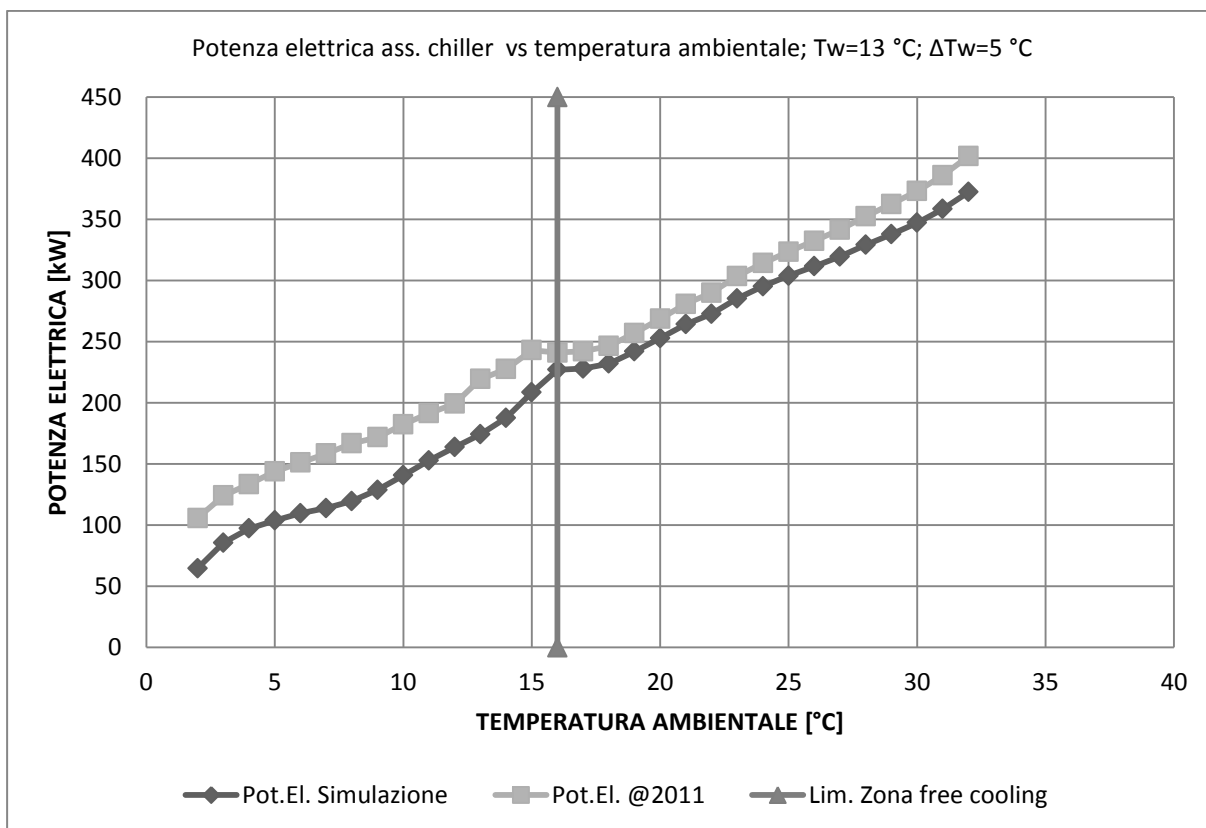


Figura 17 - Potenza attiva chiller simulazione; $T_w=13\text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_w=5\text{ }^\circ\text{C}$.

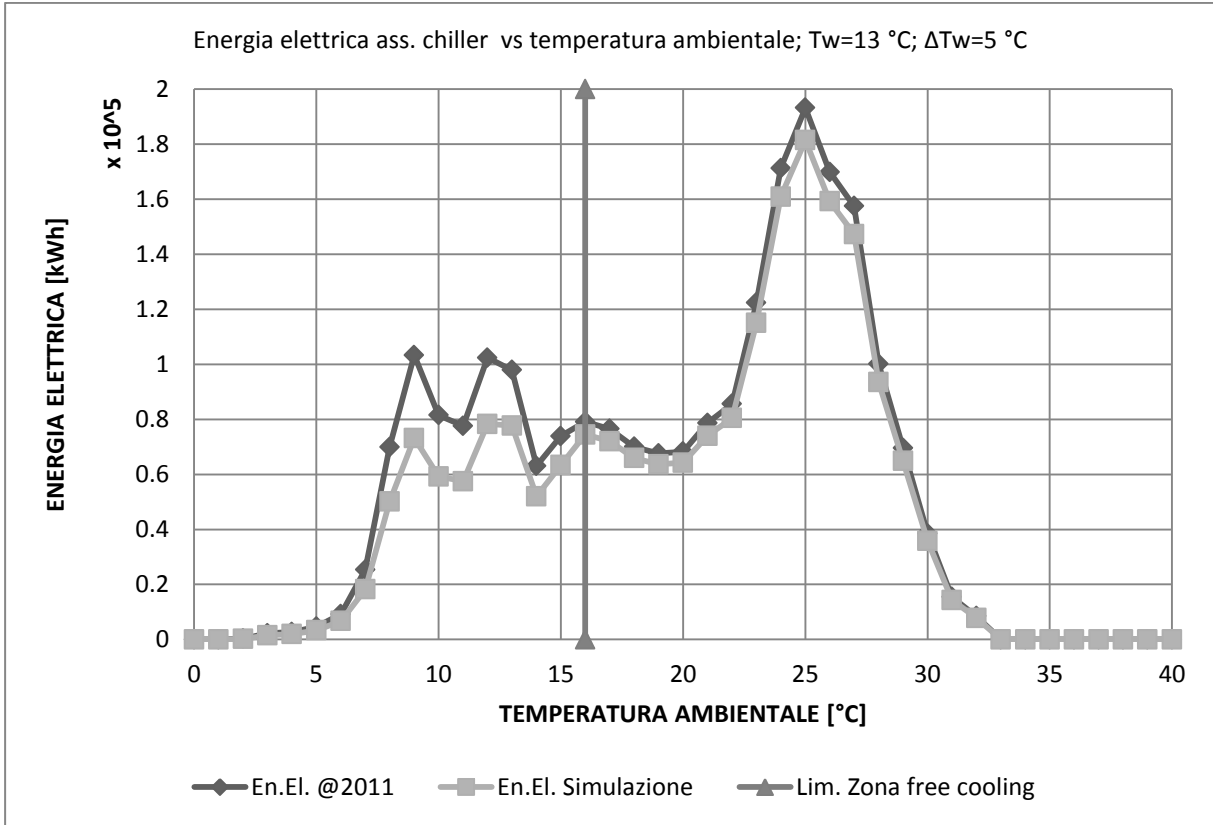


Figura 18 - Energia attiva chiller simulazione; $T_w=13\text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_w=5\text{ }^\circ\text{C}$.

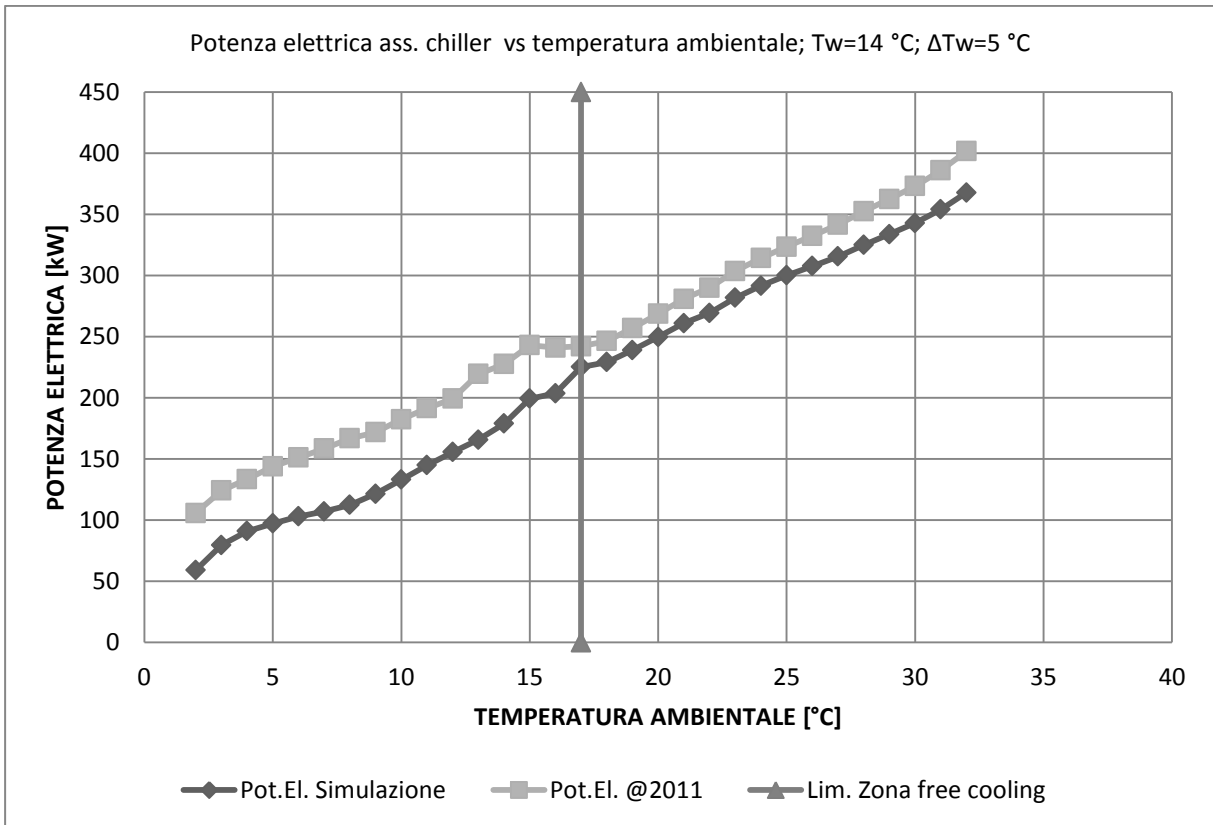


Figura 19 - Potenza attiva chiller simulazione; $T_w=14\text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_w=5\text{ }^\circ\text{C}$.

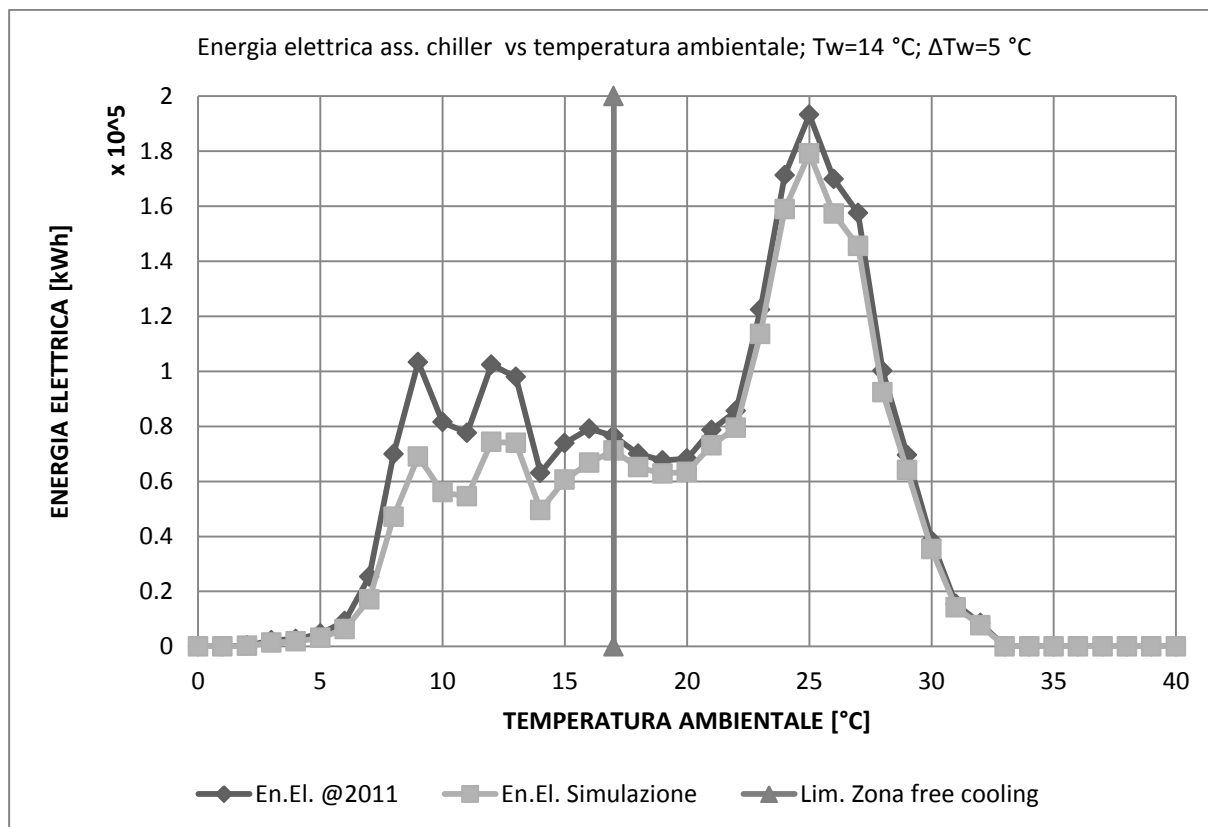


Figura 20 - Energia attiva chiller simulazione; $T_w=14\text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_w=5\text{ }^\circ\text{C}$.

5 PROVA DI INCREMENTO DELLA TEMPERATURA IN SALA CALCOLO

In data 29/03/2012 è stata eseguita una prima prova empirica di ampliamento delle condizioni termoigrometriche all'interno della sala calcolo.

La prova ha comportato:

1. l'aumento della temperatura di setpoint del corridoio freddo T_{cf} da 18 a 20 °C;
2. l'aumento della temperatura di setpoint dell'acqua T_w fino a 14 °C²⁰;
3. l'ampliamento della banda di inattività degli umidificatori e dei deumidificatori da 50-55% UR a 30-80% UR

Grazie a questa prova si è osservato che portando la temperatura di setpoint dell'aria (T_{cf}) a 20 °C si beneficia della massima efficienza di funzionamento dei chiller, potendo questi lavorare con T_w a 14 °C. Pertanto, si ritiene che aumentare ulteriormente T_{cf} possa comportare un risparmio energetico nel senso di ridurre le dispersioni termiche dirette, ovvero tra la sala calcolo e l'ambiente esterno.

Tuttavia, tale aumento di temperatura va commisurato considerando:

- l'influenza sulle condizioni igrometriche della sala calcolo (paragrafo 7);
- la diminuzione dell'inerzia termica della sala calcolo (paragrafo 8);

²⁰ Si è impostata una $T_w = 14\text{ }^\circ\text{C}$ dal momento che le specifiche dei chiller limitano questo valore a 15 °C; un funzionamento prolungato a questa temperatura potrebbe attivare i meccanismi di sicurezza che interromperebbero il funzionamento della macchina.

- il livello di ridondanza relativo ai CRAH presenti in ciascuna isola (paragrafo 9).

In Figura 21 è possibile osservare che, in data 29/03/2012, T_{cf} si è effettivamente portata da 18 a 20 °C. Si osserva inoltre che l'aumento di temperatura non ha sortito alcun effetto sul carico complessivo dei ventilatori radiali dei CRAH che si mantiene tra 18 e 20 kW.

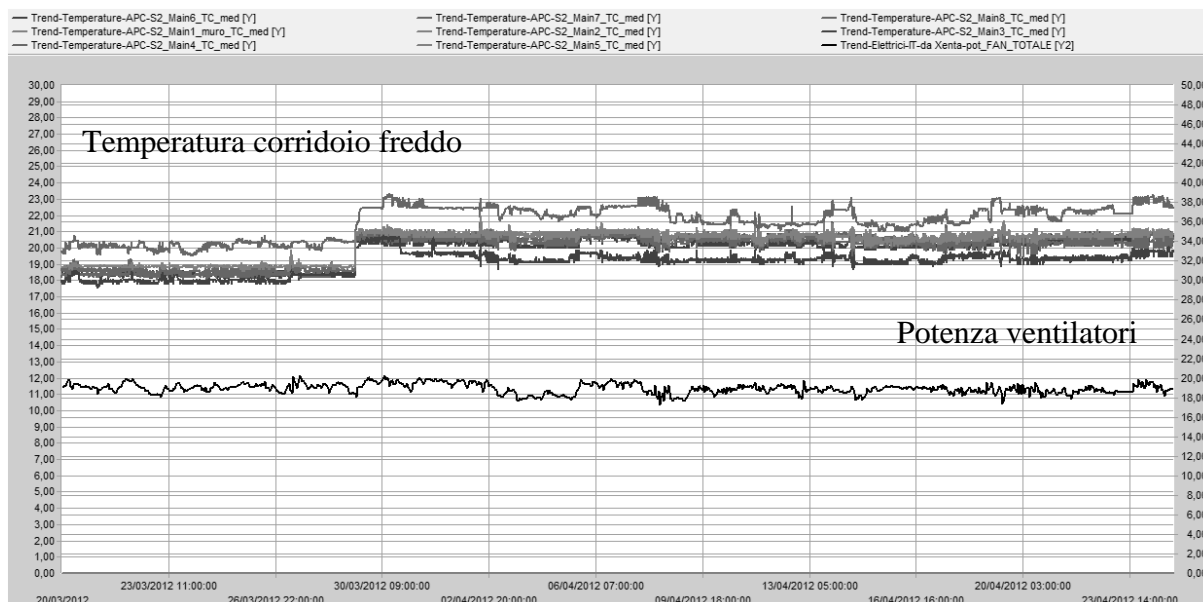


Figura 21 - Potenza consumata dai ventilatori radiali dei CRAH e temperature dei corridoi freddi.

6 CONDIZIONI LIMITE DI FUNZIONAMENTO DEI CHILLER

Aumentare T_w comporta l'innalzamento sia della pressione di evaporazione che della pressione di condensazione. Poiché le batterie alettate dei chiller SRH-032 sono dimensionate per resistere a una pressione interna massima di circa 30 bar, sono presenti sistemi di sicurezza a bordo macchina per evitare il raggiungimento di valori di pressione critici. La pressione di condensazione non è solo funzione della temperatura di setpoint bensì anche della temperatura ambientale, delle condizioni aeruliche, dello sporcamento delle batterie del condensatore, ecc. pertanto è di fondamentale importanza monitorarla periodicamente (soprattutto durante le stagioni più calde). I dispositivi di sicurezza adottati per i chiller Emerson sono la parzializzazione del carico (alla pressione definita dall'operatore), i pressostati di massima (tarati a 26 bar) e infine le valvole di sfogo del gas frigorifero (tarate a 30 bar). La parzializzazione del carico avviene mediante trasduttori di pressione disposti alla mandata di ciascun tandem di compressori (uno per circuito frigorifero). Quando la pressione supera il valore impostato (attualmente 25 bar), il controller spegne un compressore nel circuito interessato riducendo così la pressione di condensazione assieme alla potenza frigorifera del circuito stesso, che di fatto viene dimezzata. Disabilitare questa funzione per evitare la riduzione della potenza frigorifera, accettando quindi i rischi che si corrono stressando maggiormente i compressori, può far scattare un secondo dispositivo di sicurezza ovvero i pressostati di alta pressione installati su ciascun compressore. Allo scatto dei

pressostati il chiller emette un allarme e si arresta; il riavvio della macchina può avvenire soltanto manualmente, resettando il pressostato interessato. In questo caso, se la pressione di condensazione raggiunge i 23 bar è consigliabile diminuire il setpoint dei chiller affinché diminuisca la temperatura dell'acqua all'interno dell'evaporatore e di conseguenza la pressione di evaporazione e di condensazione. Un intervento di questo tipo deve tenere conto anche dell'inerzia che l'impianto idronico offre nel portarsi alla nuova temperatura impostata, inerzia che è proporzionale al volume d'acqua. Per velocizzare l'operazione, se si dispone di più chiller in parallelo, si può valutare la possibilità di accendere il chiller altrimenti spento (i.e. per motivi di ridondanza).

7 CONDIZIONI IGROMETRICHE LIMITE DI OPERATIVITÀ

Le condizioni ambientali alle quali le apparecchiature informatiche operano influiscono sulla durata delle stesse. La commissione tecnica ASHRAE TC9.9 suggerisce, in base al tipo di applicazione, diverse classi ambientali, che vanno dalla classe A (a sua volta differenziata in sottoclassi A1, A2, A3 e A4) alle classi B e C. Per quel che riguarda i centri di calcolo ci si riferisce alle classi ambientali A1, A2, A3 e A4, illustrate in seguito in Tabella 11 e in Figura 22. La scelta della classe ambientale dipende da svariati fattori e le linee guida ASHRAE indirizzano gli operatori nella scelta che porta a minimizzare il *Total Cost Ownership*²¹ (TCO) dell'apparecchiatura informatica. Dalla Tabella 12 si può osservare che i modelli maggiormente diffusi nel Tier 1, tra dispositivi server e storage, soddisfano ampiamente la classe ambientale A2.

Tabella 11 – Classi ambientali ASHRAE, aggiornamento del 2011.

Classe ambientale	Unità accesa (ON)					Unità spenta (OFF)			
	Temperatura [°C]		UR [%]		PR max [°C]	Max. altitudine [m]	Temp. [°C]	UR [%]	PR max [°C]
	Amm.	Racc.	Amm.	Racc.					
A1	15 a 32	18 a 27	20 a 80	**	17	3050	5 a 45	8 a 80	27
A2	10 a 35	18 a 27	20 a 80	**	21	3050	5 a 45	8 a 80	27
A3	5 a 40	18 a 27	*	**	28	3050	5 a 45	8 a 80	29
A4	5 a 45	18 a 27	*	**	28	3050	5 a 45	8 a 80	29

* da -12 °C punto di rugiada e 8% UR a 85% UR.
 ** da 5,5 °C punto di rugiada a 60% UR e 15 °C punto di rugiada
 n.d. = non dichiarati
 amm. = ammesso
 racc. = raccomandato
 UR = umidità relativa
 PR = punto di rugiada

²¹ Total Cost of Ownership, in italiano costo totale di proprietà o costo totale di possesso, è un approccio sviluppato da Gartner nel 1987, utilizzato per calcolare tutti i costi del ciclo di vita di un'apparecchiatura informatica, per l'acquisto, l'installazione, la gestione, la manutenzione e il suo smantellamento.

Tabella 12 – Condizioni ambientali limite di funzionamento per server e storage.

Anno	Tipo	Marca	Modello	T. ambientale [°C]	UR [%]
2009	CPU	E4	E7210-Server 2U	10÷35	8÷90
2009	CPU	E4	Twin Server 1U	10÷35	8÷90
2010	CPU	E4	Twin Server 1U	10÷35	8÷90
2011	CPU	E4	E5645 - Server Twin 1U	10÷35	8÷90
2011	CPU	Olidata	Gemini 2022 TG	10÷35	10÷90
2012	Storage	Fujitsu	DX 440-S2	10÷40	20÷80
nd	CPU	Dell	M-600 - Blade Server	10÷35	8÷80
nd	CPU	HP	BL460C - Blade Server	10÷35	10÷90
nd	CPU	Dell	Power Edge 2950 - Server 2U	10÷35	20÷80

La commissione tecnica ASHRAE TC9.9 raccoglie i valori di temperatura e umidità in due categorie: “ammesso” e “raccomandato”. Ciò sta a suggerire che le apparecchiature IT dovrebbero funzionare durante gran parte della loro vita utile all’interno della zona raccomandata, mentre il funzionamento all’interno della zona ammessa (e al di fuori di quella raccomandata) è permesso per brevi periodi di tempo.

Portare la temperatura della sala calcolo a 23 °C rispetta pienamente i limiti della zona raccomandata (18 – 27 °C).

Per quel che riguarda i valori di umidità relativa la commissione ASHRAE TC9.9 *raccomanda*, soprattutto se si utilizzano economizzatori²², di limitare l’umidità relativa all’interno della sala al 60%. Questo perché oltre all’umidità, soprattutto in ambiente urbano, l’aria trasporta diversi inquinanti; la contemporanea presenza di elevati valori di umidità relativa e inquinanti favorisce fenomeni corrosivi sui materiali metallici e dielettrici presenti all’interno delle apparecchiature informatiche. Ad esempio, H₂S e SO₂ sono altamente solubili in acqua e tendono a disciogliersi nell’umidità quando questa supera il 65%. Superfluo dire che l’aria prelevata dall’esterno deve essere filtrata dalla polveri che trascina con sé. Queste ultime sono causa di fenomeni elettrostatici quando l’umidità relativa è troppo bassa. Poiché è praticamente impossibile garantire un ambiente privo di polveri, viene fissato al 20% il valore minimo di umidità relativa *ammessa*.

È importante osservare che la temperatura dell’acqua refrigerata (T_w) influisce sulle condizioni igrometriche della sala calcolo. A queste ultime corrisponde un certo punto di rugiada²³ rispetto al quale una T_w bassa tende a comportare un’eccessiva formazione di condense, mentre una T_w alta tende a limitare il potere deumidificante del CRAH. In particolare, i CRAH della serie IR RP sono provvisti di un umidificatore ad elettrodi immersi e di un programma di deumidificazione²⁴ assistito da batterie di post-riscaldamento. Tuttavia, nonostante la modalità “deumidificazione”, questi CRAH non sono in grado di regolare la

²² Sono dispositivi che permettono di risparmiare sul raffreddamento degli ambienti filtrando e miscelando nelle giuste proporzioni l’aria fresca prelevata dall’esterno con l’aria calda in uscita, all’interno di una camera di miscela.

²³ Per la classe ambientale raccomandata, il massimo punto di rugiada corrisponde a 15 °C.

²⁴ In questa modalità il CRAH aumenta la portata d’acqua refrigerata all’interno dello scambiatore e riduce la velocità di rotazione dei ventilatori.

temperatura dell'acqua (che dipende dai chiller) per cui la loro capacità di deumidificare risente negativamente dell'aumento di T_w .

Idealmente, nell'ipotesi di considerare la sala calcolo perfettamente isolata dall'ambiente esterno, una volta raggiunti i valori di temperatura e umidità relativi desiderati, non vi è più bisogno dell'intervento di umidificatori e deumidificatori per il mantenimento delle condizioni igrometriche.

Per limitare la formazione di condense occorre confinare il funzionamento dei CRAH al raffreddamento *sensibile*, che riduce esclusivamente la temperatura dell'aria, evitando il raffreddamento *latente*, che riduce esclusivamente il grado di umidità assoluta dell'aria. In questo modo si vuole evitare che si instauri una "deumidificazione sistematica", ossia un circolo vizioso per cui da un lato si riduce la potenza frigorifera sensibile dei CRAH e dall'altro crescono i costi legati all'umidificazione che occorre per reintegrare l'umidità che condensa sugli scambiatori e viene evacuata al di fuori della sala.

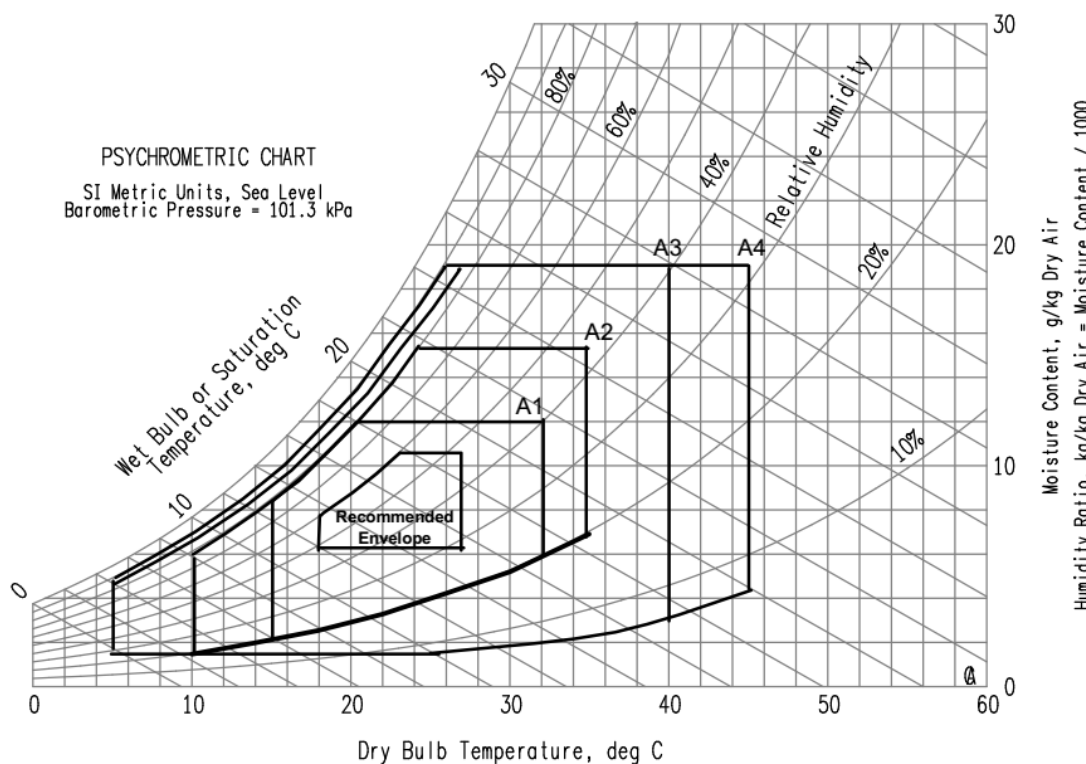


Figura 22 – Diagramma ASHRAE con rappresentazione grafica delle classi ambientali (2011).

Una grandezza utilizzata per indicare il tipo di raffreddamento è il *sensible heat ratio* (SHR), definito come il rapporto tra il calore sensibile scambiato e quello totale; in particolare quando $SHR = 1$ il raffreddamento è solo di tipo sensibile mentre quando $SHR = 0$ il raffreddamento è solo di tipo latente.

Tuttavia, nella pratica, non è possibile escludere le ripercussioni che le condizioni ambientali esterne hanno sulle condizioni interne alla sala calcolo, per cui non si può (e neppure si vuole) evitare del tutto l'umidificazione e la deumidificazione. La procedura ottimale consiste nel

limitare l'umidificazione e la deumidificazione alle condizioni in cui è necessario ripristinare i livelli di umidità relativa all'interno dei limiti dettati dalla classe ambientale che si rispetta. In questo modo si risparmia sull'utilizzo di componenti del CRAH che assieme corrispondono al 79% dell'intera potenza elettrica complessivamente assorbita, con riferimento ai dati di targa (Tabella 13).

Tabella 13 – Ripartizione delle potenze in base alla componentistica di un condizionatore IR-RP di APC.

Componente del CRAH:	
Ventole [kW]	3
Umidificatore ad elettrodi immersi [kW]	2,25
Batterie di post-riscaldamento [kW]	9
Totale [kW]	14,25

Per far in modo che il raffreddamento sia solamente sensibile è necessario che al grado di umidità assoluta in sala corrisponda una temperatura di rugiada minore alla minima temperatura dell'acqua che attraversa gli scambiatori dei CRAH. Imponendo $SHR = 1$, per i CRAH si ottengono i valori di umidità relativa massimi UR_{lim} in funzione di T_w e della temperatura nel corridoio freddo T_{cf} riportati in Tabella 14. Si può osservare come UR_{lim} aumenti con T_w e diminuisca con T_{cf} , il che significa che, fissati T_w e T_{cf} , valori di umidità relativa superiori a UR_{lim} comportano un certo grado di raffreddamento latente. Perciò, volendo limitare al minimo indispensabile il raffreddamento latente, noti T_w e T_{cf} e quindi UR_{lim} , è necessario verificare che UR_{lim} sia minore al massimo valore di umidità relativa ammesso dalle unità IT in esercizio UR_{maxIT} , ovvero:

$$UR_{lim} < UR_{maxIT} \quad (9)$$

Tabella 14 - Umidità relativa massima al variare di T_w e T_{cf} .

UR _{lim} per SHR = 1					
	T _w				
	10 °C	11 °C	12 °C	13 °C	14 °C
T _{cf}					
18 °C	59,7 %	63,6 %	68,1 %	72,8 %	77,8 %
19 °C	56,1 %	59,8 %	64,0 %	68,4 %	73,1 %
20 °C	52,7 %	56,2 %	60,1 %	64,3 %	68,7 %
21 °C	49,6 %	52,8 %	56,5 %	60,4 %	64,5 %
22 °C	46,6 %	49,7 %	53,2 %	56,8 %	60,7 %
23 °C	43,9 %	46,8 %	50,0 %	53,5 %	57,1 %
24 °C	41,3 %	44,0 %	47,1 %	50,3 %	53,8 %
25 °C	38,9 %	41,4 %	44,4 %	47,4 %	50,6 %
26 °C	36,6 %	39,1 %	41,8 %	44,7 %	47,7 %
27 °C	34,5 %	36,8 %	39,4 %	42,1 %	45,0 %

Così facendo è possibile limitare il funzionamento delle batterie di post-riscaldamento soltanto all'eventualità in cui nella sala calcolo l'umidità relativa superi UR_{maxIT} .

Diviene pertanto chiaro che il ruolo giocato dall'umidità lega di fatto T_w e T_{cf} . Infatti, scongiurata la condizione peggiore che può verificarsi quando T_w è troppo bassa per cui sulle batterie dei CRAH si forma della condensa mentre gli umidificatori cercano di ripristinare il livello di umidità regolato dal setpoint, il problema contrario può verificarsi per valori di T_w eccessivi, soprattutto nei confronti di T_{cf} . Per esempio, durante le stagioni più calde e umide, all'interno della sala calcolo possono aversi valori eccessivi di umidità relativa, in quanto come accennato precedentemente una sala calcolo non è un ambiente ermeticamente isolato dall'esterno. Questi problemi si devono al fatto che la capacità di deumidificazione dei CRAH è limitato dall'eccessivo valore di T_w rispetto alla temperatura di rugiada in sala calcolo. Per questa ragione, se T_{cf} non può essere alzata ulteriormente, è sempre possibile ridurre T_w per ridurre UR_{lim} .

Supponiamo di voler mantenere all'interno delle sale calcolo, le condizioni termoigrometriche riportate in Tabella 15.

Tabella 15 – Condizioni termoigrometriche ammesse e raccomandate per le sale calcolo.

Temperatura setpoint acqua	Temperatura aria corridoio freddo	Intervallo UR corridoio freddo raccomandato	Intervallo UR corridoio freddo ammesso
14 °C	23 °C	30 ÷ 60%	20 ÷ 80%

Per quanto detto finora converrà impostare il setpoint degli umidificatori al 30% UR, in modo che si attivi soltanto quando l'umidità relativa all'interno del corridoio freddo scende sotto questo valore. A una temperatura di 23 °C e un'umidità del 30% corrisponde un punto di rugiada di 4,5 °C, molto al di sotto di T_w per cui siamo nel campo di raffreddamento sensibile. Per una temperatura di 23 °C e un'umidità del 60% il punto di rugiada è 14,8 °C, leggermente superiore a T_w , ciò significa che l'umidità inizia a condensare sugli scambiatori quando questa raggiunge il 57% (Tabella 14). Quindi oltre il 57% UR il raffreddamento dell'aria non è più unicamente sensibile ma anche latente. Infine, per evitare che l'umidità superi la zona ammessa converrà impostare all'80% UR il setpoint della deumidificazione ed eventualmente l'accensione delle batterie di post-riscaldamento.

In questo modo il passaggio da un valore basso a uno alto di UR e viceversa, avviene esclusivamente in relazione alle condizioni ambientali esterne, senza che ciò comporti un'inutile spesa energetica in umidificazione/deumidificazione.

8 INERZIA TERMICA

L'inerzia termica è legata alla capacità termica della sala calcolo in cui sono disposte le unità IT. Il calcolo di questa grandezza è tutt'altro che semplice poiché va considerato che non soltanto il volume d'aria contenuto ma anche tutti gli oggetti presenti, unità IT comprese, hanno una capacità termica ben definita.

L'inerzia termica diviene importante in caso di mancato funzionamento dell'impianto di raffreddamento. Infatti, minore è l'inerzia termica, minore sarà il tempo a disposizione degli operatori per ripristinare il funzionamento dell'impianto di raffreddamento essendo maggiore la velocità con cui la temperatura all'interno della sala si porta a valori critici per il funzionamento delle unità IT. Infatti, temperature di esercizio troppo elevate possono far scattare i dispositivi di sicurezza all'interno delle unità IT che ne forzano lo spegnimento allo scopo di evitare danni per surriscaldamento. Le soglie di temperatura secondo cui è previsto l'intervento dei dispositivi di sicurezza variano da produttore a produttore. Tipicamente la prima soglia di avviso viene emessa quando la temperatura all'interno dell'unità raggiunge i 55 °C. La seconda soglia, detta critica, è impostata a 65 °C e se la temperatura vi permane per un tempo superiore a 20 secondi, il sistema operativo e l'alimentatore emettono il comando di arresto automatico. La raccolta di dati da server attivi ha dimostrato che il divario di temperatura interna di un server è di circa 30÷35 °C maggiore rispetto alla temperatura dell'aria aspirata. Ciò significa che la temperatura dell'aria nella sala non dovrà superare i 30÷35 °C.

Premettendo che l'impianto di raffreddamento gode di forti ridondanze tali da poter affrontare il guasto delle componenti più delicate (chiller, pompe, inverter, valvole, ecc.) senza interruzione del servizio (soprattutto se si fa riferimento al carico attuale che è circa la metà di quello di progetto), si vuole comunque valutare quali possano essere le conseguenze dovute a un ipotetico arresto dell'impianto di raffreddamento in relazione alla temperatura del corridoio freddo.

Un parametro di fondamentale importanza per questo studio è la velocità con cui aumenta la temperatura nella sala calcolo in assenza di raffreddamento. Questa informazione è ricavabile da quanto accaduto in data 10/11/2011. In quest'occasione, essendosi chiuse per un certo tempo le valvole motorizzate all'aspirazione dei chiller, i CRAH si trovarono senza approvvigionamento di acqua refrigerata. Ciò causò un repentino aumento di temperatura all'interno delle sale calcolo con picchi di 36 °C.

Sfruttando le informazioni raccolte durante l'evento (Figura 23) è stato possibile ricavare la velocità dell'incremento di temperatura in entrambe le sale calcolo.

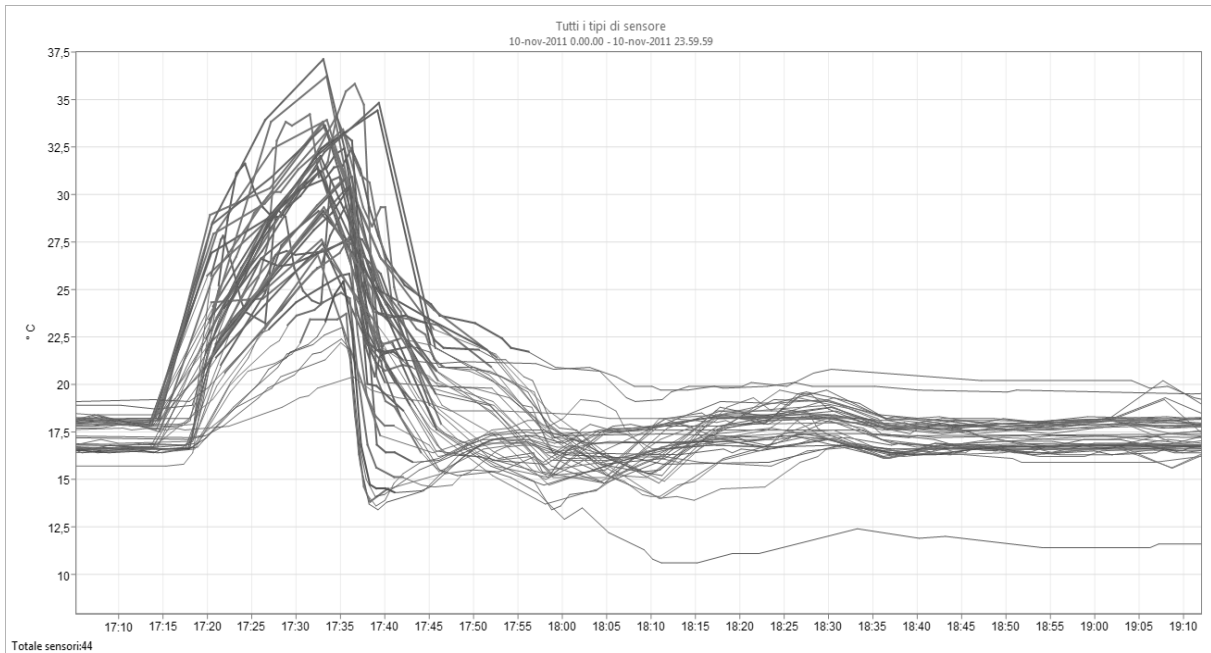


Figura 23 – Picco di temperatura nel corridoio freddo dovuto alla mancanza di acqua refrigerata.

Nell'ipotesi più conservativa si fa riferimento alla condizione più critica che si ha per gli incrementi di temperatura più repentini, nella pratica si isolano i casi più critici per ognuna delle due sale.

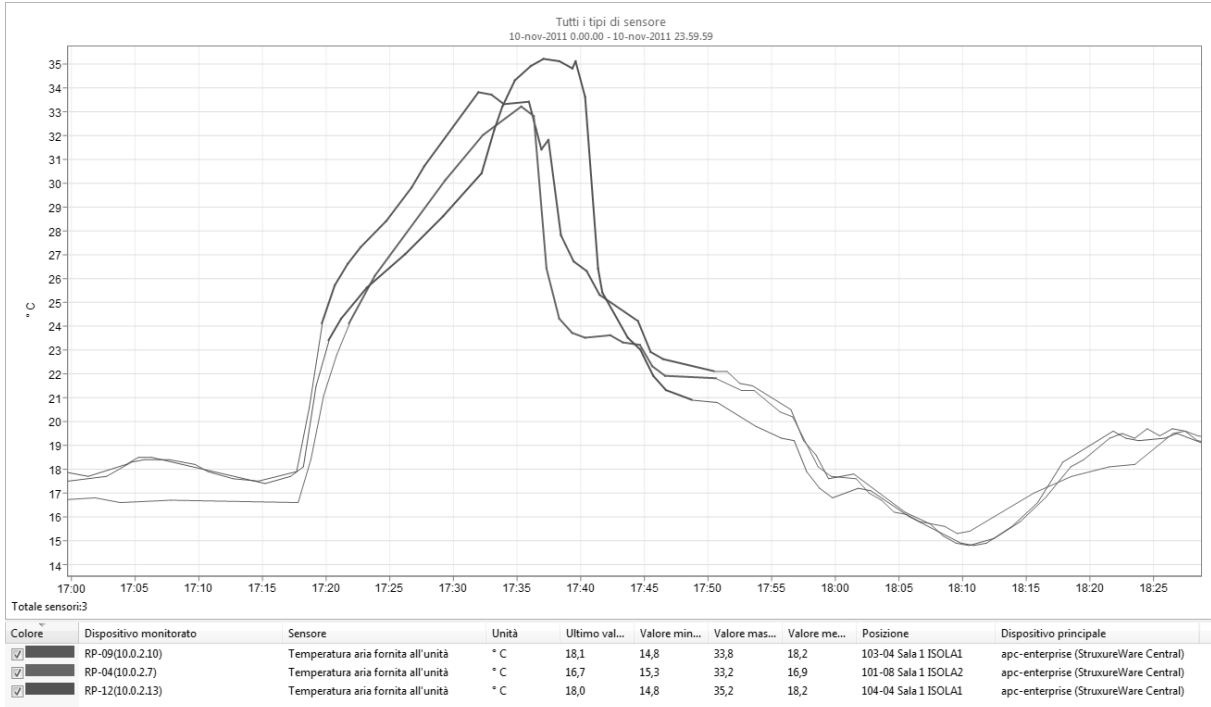


Figura 24 – Picco di temperatura in sala 1 dovuti alla mancanza di acqua refrigerata per RP-04, RP-09 e RP-12.

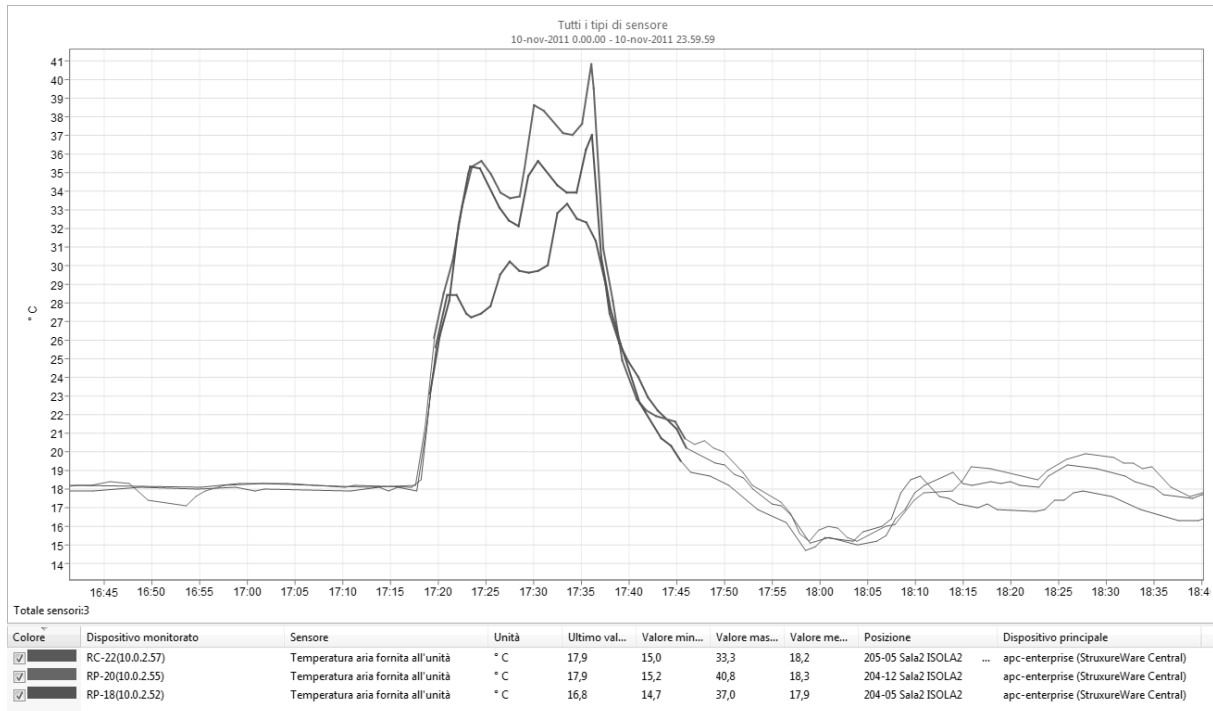


Figura 25 – Picco di temperatura in sala 2 dovuti alla mancanza di acqua refrigerata per RP-18, RP-20 e RC-22.

In Tabella 16 si raccolgono per le due sale i dati utili per la valutazione dell'inerzia termica. La velocità con cui aumenta la temperatura all'interno delle sale viene estrapolata direttamente dai grafici (Figura 24 e Figura 25).

Tabella 16 - Potenza IT, superficie, volume, rack e densità di popolazione per le sale 1 e 2.

	Sala 1	Sala 2
Volume totale [m ³]	384	502
Superficie [m ²]	147.5	193.2
Numero di rack	59	78
Potenza IT [kW]	211	300
Densità carico IT [kW/m ²]	1.43	1.55
Unità CRAH di riferimento	RP-09	RP-20
$\Delta T/\Delta t$ [°C/s]	0.052	0.066

Partendo dalle informazioni relative a ciascuna sala illustrate in Tabella 16 si ottengono gli scenari riportati in Tabella 17.

Tabella 17 - Incremento della temperatura in funzione del tempo trascorso senza raffreddamento.

Incremento temperatura [°C]	Tempo [s]	
	Sala 1	Sala 2
0	0	0
1	19	15
2	38	30
3	58	45
4	77	61
5	96	76
6	115	91
7	135	106
8	154	121
9	173	136
10	192	152
11	212	167
12	231	182
13	250	197
14	269	212
15	288	227
16	308	242
17	327	258
18	346	273
19	365	288
20	385	303

La maggiore densità di carico informatico della sala 2 ne giustifica la maggiore tendenza al surriscaldamento. Pertanto, dall'ipotesi conservativa che sia 30 °C il valore di temperatura massimo ammesso nel corridoio freddo, dalla Tabella 18 è possibile osservare di quanto si riduce l'inerzia termica in funzione della temperatura del corridoio freddo.

Tabella 18 - Riduzione dell'inerzia termica in funzione della temperatura nel corridoio freddo; temperatura massima ammessa pari a 30 °C.

Sala 2			
T _{cf}	Inerzia termica [s]	Riduzione inerzia termica [s]	Riduzione inerzia termica
18 °C	182	0	0%
19 °C	167	-15	-8%
20 °C	152	-30	-17%
21 °C	136	-45	-25%
22 °C	121	-61	-33%
23 °C	106	-76	-42%
24 °C	91	-91	-50%
25 °C	76	-106	-58%
26 °C	61	-121	-67%
27 °C	45	-136	-75%

Stando ai valori riportati in Tabella 18, risulta chiaro quanto la temperatura influenza la dimensione dell'inerzia termica. Tuttavia, anche mantenendo la temperatura nel corridoio freddo a 18 °C si disporrebbe di soli 182 secondi (circa 3 min.) per il ripristino dell'impianto di raffreddamento, comunque un tempo assai ridotto se il guasto che ha provocato il fermo dell'impianto di raffreddamento è di grave entità.

Ferme restando le semplificazioni alla base di questo studio, l'inerzia termica non sembra essere un parametro rilevante per la scelta della temperatura nel corridoio freddo.

8.1 Modalità “Idle” delle unità CRAH

I CRAH In Row di APC sono provvisti di una modalità di funzionamento denominata *idle* che consiste nello spegnimento dei ventilatori nell'eventualità in cui, mancando il flusso d'acqua refrigerata all'interno della macchina, la temperatura dell'aria fornita supera i 25 °C e la potenza frigorifera è troppo bassa per un determinato periodo di tempo. In questa situazione di “cooling failure” la valvola motorizzata viene completamente chiusa e i ventilatori vengono spenti portando il CRAH alla modalità idle. Ogni 5 minuti viene verificato il funzionamento del CRAH; se l'anomalia persiste il CRAH torna alla modalità idle. D'altra parte l'ambiente delle sale calcolo del Tier 1 è monitorato dal BMS mediante una serie di termometri. Quando la temperatura di una sala supera un determinato setpoint (attualmente 25 °C) viene azionata l'*unità di trattamento aria* (UTA) che provvede all'immissione di aria fresca all'interno della sala calcolo e l'evacuazione dell'aria calda, al fine di contenere il più possibile l'innalzamento di temperatura.

Alla luce di ciò è stato scelto di disabilitare la modalità idle in modo da consentire l'evacuazione dell'aria calda al di fuori dell'isola, altrimenti confinata nel corridoio caldo, in modo da essere più facilmente smaltita dall'UTA in funzione.

9 RIDONDANZA DELLE UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO

In fase di progetto si è scelto il numero di unità di condizionamento IR RP e RC sulla base delle seguenti specifiche:

Tabella 19 - Specifiche di progetto APC.

Potenza termica per isola	300 kW
Flusso d'aria per isola	20520 l/s
T _{cf}	21 °C
Temperatura aria di ritorno CRAH per 1U server	33,1 °C
Temperatura aria di ritorno CRAH per Blade Server	37,7 °C
T _w	7,2÷8,8 °C
Differenza di temperatura tra l'acqua in ingresso e in uscita	6,6÷8,8 °C
Unità IT	Server 1U

L'obiettivo del dimensionamento è stato ottenere un livello di ridondanza N+1 per la condizione più critica tra smaltimento della potenza termica delle unità IT e flusso d'aria attraverso le unità IT.

Tabella 20 - Correlazione tra mix di adozione del carico e ridondanza del sistema.

Mix 1U/Blade	100/0	72/25	50/50	25/75	0/100
Potenza frigorifera	300 kW	300 kW	300 kW	300 kW	300 kW
Volume d'aria richiesto	20520 l/s	19110 l/s	17700 l/s	16290 l/s	14880 l/s
Volume d'aria n.l CRAH	3256 l/s	3256 l/s	3256 l/s	3256 l/s	3256 l/s
CRAH attivi	8	8	8	8	8
CRAH flusso	7	6	6	5	5
Livello ridondanza	N+1	N+2	N+2	N+3	N+3
% carico ventilatori	79%	73%	68%	62%	57%

Osservando i risultati illustrati in Tabella 20 del dimensionamento proposto da APC, si osserva che nella condizione più critica in cui tutte le unità IT siano server 1U il numero di CRAH deve essere pari a 8 per garantire il livello di ridondanza N+1. Tuttavia, in seguito alla modifica dei parametri alla base del dimensionamento, occorre accertarsi che il livello di ridondanza sia almeno N+1. In base alle specifiche riportate in Tabella 21, si ottiene il livello di ridondanza in funzione del tipo di unità IT riportato in Tabella 22.

Tabella 21 – Nuove condizioni di esercizio per il dimensionamento della singola isola.

Potenza termica per isola	300 kW
Flusso d'aria per isola	20520 l/s
T _{cf}	21 °C
Temperatura aria di ritorno CRAH per 1U server	33,1 °C
Temperatura aria di ritorno CRAH per Blade Server	37,7 °C
T _w	14 °C
Differenza di temperatura tra l'acqua in ingresso ed in uscita	5,5 °C

Tabella 22 - Correlazione tra il mix di adozione del carico e ridondanza del sistema alle nuove condizioni di esercizio; potenza IT 300 kW e temperatura acqua in ingresso 14 °C.

Mix 1U/Blade	100/0	75/25	50/50	25/75	0/100
Potenza Frigorifera	300 kW	300 kW	300 kW	300 kW	300 kW
T.aria espulsa	33,1 °C	34,2 °C	35,4 °C	36,5 °C	37,7 °C
Potenza CRAH	38,2 kW	41,1 kW	44 kW	46,9 kW	49,8 kW
Volume d'aria richiesto	20520 l/s	19110 l/s	17700 l/s	16290 l/s	14880 l/s
Volume d'aria n.1 CRAH	3256 l/s	3256 l/s	3256 l/s	3256 l/s	3256 l/s
CRAH attivi	8	8	8	8	8
CRAH flusso	7	6	6	6	5
CRAH potenza frigorifera	8	7	7	6	6
Livello ridondanza	N+0	N+1	N+1	N+2	N+2
Velocità ventilatori	79%	73%	68%	63%	57%

Si osserva che nel caso in cui i server siano tutti di tipo 1U il livello di ridondanza calcolato è pari a 0, ma ciò non significa che 7 unità non siano in grado di smaltire tutta la potenza termica prodotta dall'isola, bensì che non siano in grado di smaltire tale potenza mantenendo le medesime condizioni di esercizio. In altre parole, in mancanza di una unità le 7 rimaste non riusciranno più a garantire che l'aria venga fornita a 21 °C che quindi si porterà a una temperatura maggiore. Quindi crescerà la temperatura sia nel corridoio freddo che nel corridoio caldo fino a quando quest'ultima sarà abbastanza alta da permettere ai 7 CRAH di smaltire tutta la potenza termica prodotta dall'isola. Se la temperatura nel corridoio caldo si porta a 35 °C, quindi nel corridoio freddo si passa a 23 °C circa²⁵, la potenza frigorifera dei CRAH si porta a 44,2 kW, per cui il numero di CRAH necessari per smaltire 300 kW di potenza termica sono:

$$\frac{\text{Potenza termica isola}}{\text{Potenza termica unità IR}} = \frac{300 \text{ kW}}{44,2 \text{ kW}} = 6,79 \text{ unità} \Rightarrow 7 \text{ unità} \quad (10)$$

²⁵ Nel caso in cui i server necessitino portate d'aria di 68,4 l/(s kW), il differenziale di temperatura tra corridoio caldo e freddo corrisponde a 12,1 °C.

Da notare che attualmente la massima potenza informatica allocata in una sola isola non supera i 200 kW. In tal caso il livello di ridondanza che si ottiene è almeno N+3 come riportato in Tabella 23.

Tabella 23 - Correlazione tra il mix di adozione del carico e ridondanza del sistema alle nuove condizioni di esercizio; potenza IT 200kW e temperatura acqua in ingresso 14 °C.

Mix 1U/Blade	100/0	75/25	50/50	25/75	0/100
Potenza Frigorifera	200 kW	200 kW	200 kW	200 kW	200 kW
T.aria espulsa	33,1 °C	34,2 °C	35,4 °C	36,5 °C	37,7 °C
Potenza CRAH	38,2 kW	41,1 kW	44 kW	46,9 kW	49,8 kW
Volume d'aria richiesto	13680 l/s	12740 l/s	11800 l/s	10860 l/s	9920 l/s
Volume d'aria n.1 CRAH	3256 l/s	3256 l/s	3256 l/s	3256 l/s	3256 l/s
CRAH attivi	8	8	8	8	8
CRAH flusso	5	4	4	4	4
CRAH potenza frigorifera	5	5	5	4	4
Livello ridondanza	N+3	N+3	N+3	N+4	N+4
Velocità ventilatori	53%	49%	45%	42%	38%

Infine, bisogna anche tenere presente che le isole non sono fisicamente separate le une dalle altre per cui le isole adiacenti apportano il loro contributo al mantenimento della temperatura impostata per il corridoio freddo.

10 CONCLUSIONI

Alla luce delle specifiche dell'impianto di raffreddamento del Tier 1, aumentare le temperature di esercizio all'interno delle sale calcolo comporta un significativo miglioramento dell'efficienza dell'impianto a patto che si aumentino contestualmente anche le temperature di setpoint impostate per i chiller. Inoltre, alla luce degli studi effettuati nei precedenti paragrafi, è possibile concludere che non sussistono particolari controindicazioni all'innalzamento delle temperatura di esercizio purché, ovviamente, non si violino i limiti di funzionamento delle macchine coinvolte (chiller, CRAH, server, storage, switch, ecc.).

Per valutare il risparmio in termini energetici ed economici che si può ottenere in relazione alla temperatura di setpoint per l'acqua refrigerata, è stato sviluppato un modello in ambiente

MATLAB che simula il comportamento dei chiller. Stando ai risultati delle simulazioni il miglior risultato si ottiene, come previsto, aumentando il più possibile la temperatura di setpoint dei chiller e, nel rispetto delle condizioni limite di esercizio, il setpoint corrisponde a 14 °C, valore per cui il modello stima un risparmio annuo del 14% circa sul consumo di energia elettrica per il funzionamento dei chiller.

Va ricordato che i risultati delle simulazioni sono di prima indicazione per comprendere come cambiano le prestazioni dell'impianto. Infatti, per le ipotesi semplificative alla base del modello, si è cercato di stimare al ribasso i risultati delle varie simulazioni impostando un modello conservativo. Pertanto non si esclude che, una volta applicate le modifiche desiderate all'impianto di raffreddamento esistente, si potrà beneficiare di risparmi ancora maggiori rispetto a quelli previsti.

Sono state valutate le possibili conseguenze dovute all'aumento delle temperature di esercizio sulle condizioni igrometriche e l'inerzia termica delle sale calcolo. Per quanto riguarda il controllo dell'umidità risulta doveroso l'ampliamento della banda di non intervento dell'umidificazione e della deumidificazione, che si traduce nell'alzare la soglia di UR per l'intervento dei deumidificatori e abbassarla per gli umidificatori. Per quanto riguarda l'inerzia termica si è osservato che la sua dimensione è influenzata da T_{cf} , ma anche che la riduzione di questa grandezza non è rilevante nell'eventualità di un'interruzione della fornitura di aria refrigerata. Infatti, dalle indagini svolte, questa grandezza corrisponde a circa 3 minuti di autonomia in assenza di raffreddamento, un tempo insufficiente per qualsiasi intervento di ripristino se l'interruzione nell'erogazione di aria refrigerata si deve a guasti gravi nell'impianto.

Nonostante non sia nelle intenzioni di questo documento considerare le dispersioni termiche dirette (tra la sala calcolo e l'ambiente esterno) e indirette (tra l'acqua glicolata e l'ambiente esterno), risulta comunque che l'aumento delle temperature di esercizio comporta un certo beneficio grazie all'aumento della differenza di temperatura tra l'ambiente della sala calcolo e la media ambientale esterna (18,1 °C per il 2011) e tra l'acqua glicolata all'interno dei tubi coibentati e la media ambientale esterna.

Per quanto detto finora non appaiono controindicazioni particolari nel reimpostare i parametri di temperatura e umidità secondo quanto illustrato in Tabella 25.

Tabella 24 - Setpoint sale calcolo 2011.

Temperatura setpoint acqua	Temperatura aria corridoio freddo	Intervallo di inattività controllo UR corridoio freddo
8,5 °C	18 °C	50 ÷ 55%

Tabella 25 – Nuovi setpoint sale calcolo.

Temperatura setpoint acqua	Temperatura aria corridoio freddo	Intervallo di inattività controllo UR corridoio freddo
14 °C	23 °C	30 ÷ 80%

11 RINGRAZIAMENTI

La realizzazione del presente documento è stata possibile grazie alla collaborazione dell'Ing. Cristina Vistoli e alla disponibilità di tutto il personale del CNAF-INFN.

Si ringraziano per il contributo Roberto Esquinazi e Maria Pia Caruso di American Power Conversion e Giuliano Maniero di Emerson Network Power.

12 BIBLIOGRAFIA

- (1) D. Moss, J. H. Bean Jr., Impatto sul consumo energetico dell'aumento della temperatura in ingresso al server, (ed. APC, White Paper n. 138, 2009).
- (2) ASHRAE Technical Committee 9.9, 2011 Thermal Guidelines for Data Processing Environments - Expanded Data Center Classes and Usage Guidance, (ed. ASHRAE, White Paper, 2011).
- (3) T. Evans, Humidification strategies for data centers and network rooms, (ed. APC, White Paper n. 58, rev. 2, 2004).
- (4) Compagnia Tecnica Motori, Dissipazione termica nei data center, (ed. Active Power, White Paper n. 105, 2007).
- (5) S. Pelley, D. Meisner, T. F. Wenisch, J. W. VanGilder, Understanding and abstraction total data center power, Advanced Computer Architecture Lab The University of Michigan, APC by Schneider Electric.
- (6) H. Jespersen, In Row RP-CW and In Row RP-DX Environmental Control, (ed. APC Application Note n. 119, 2007).
- (7) A. Briganti, Impianti di condizionamento per server e data center, **1**, (ed. Tecniche Nuove, 2009).
- (8) G. Cantore, Macchine, 28, (ed. Progetto Leonardo Bologna, 1999).
- (9) H. Jespersen, InRow RC Environmental Control, (ed. APC, Application Note n. 142, 2008).