

# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi di laurea magistrale

**Raffrescamento di un capannone industriale:  
determinazione dei valori limite di temperatura  
e umidità relativa esterne entro cui la  
tecnologia evaporativa risulta vantaggiosa  
rispetto alla compressione di fluido refrigerante**

**Relatori:**

Prof. Marco Carlo Masoero

Ing. Marco Surra

**Candidato:**

Mattia Mandara



## Sommario

Parte I.....	5
Introduzione .....	5
Concetto di comfort termo-igrometrico e come perseguirlo.....	8
Generalità.....	8
Indici del comfort termo-igrometrico .....	8
Mancato conseguimento delle condizioni di comfort termo-igrometrico.....	9
Metodi di perseguimento del comfort termo-igrometrico .....	10
Consumi di energia elettrica ed emissioni di sostanze inquinanti imputabili al raggiungimento del comfort termo-igrometrico attraverso strategie di tipo attivo .....	10
Parte II.....	12
Macchina frigorifera a compressione di fluido refrigerante .....	12
Generalità.....	12
Ciclo frigorifero a compressione di fluido refrigerante.....	12
Fluidi frigoriferi e relativo impatto ambientale .....	16
Raffrescamento evaporativo .....	17
Stato dell'arte .....	17
Generalità.....	19
IntrCooll.....	21
Differenze tra macchina frigorifera a compressione di fluido refrigerante e raffrescatore evaporativo ....	30
Parte III.....	33
Definizione capannone di riferimento .....	33
Generalità.....	33
Planimetria .....	34
Stratigrafia.....	34
Visualizzazione 3D.....	37
Foglio di calcolo "Heat Load calculation v3.40C" .....	40
Generalità.....	40

Dati di input .....	41
Output .....	45
Foglio di calcolo “IntrCooll Applied Performance v3.44c(summer)” .....	47
Generalità .....	47
Dati di input .....	48
Output .....	55
Parte IV.....	61
Condizioni climatiche limite per il comfort termo-igrometrico interno .....	61
Confronto sui consumi e sulle emissioni delle due tecnologie di raffrescamento rispetto a diverse località italiane.....	64
Generalità .....	64
Costi operativi.....	64
Emissioni di anidride carbonica .....	65
Consumo effettivo di acqua.....	66
Conclusioni .....	68
Bibliografia .....	70
Indice figure.....	72
Indice tabelle.....	74
Indice equazioni.....	74

## Parte I

### Introduzione

Nonostante l'importanza di soddisfare i requisiti di comfort termo-igrometrico all'interno del contesto lavorativo sia riconosciuta da tempo, non è ancora oggi insolito venire a contatto con capannoni industriali privi di un'adeguata climatizzazione estiva capace di ricreare all'interno dell'ambiente lavorativo un microclima<sup>1</sup> che garantisca, nei confronti degli occupanti, uno stato di benessere termico. Una possibile spiegazione di questo fenomeno può risiedere nei considerevoli costi di gestione che un impianto di condizionamento estivo tradizionale a compressione di fluido refrigerante comporterebbe in un capannone industriale. Gli ampi volumi da raffreddare e le ripetute aperture dei grandi portoni<sup>2</sup> caratteristici di un capannone industriale non si adattano al meglio alla tipologia di impianto di raffreddamento a compressione di fluido refrigerante, causando consumi di energia elettrica eccessivi e quindi costi di gestione dell'impianto eccessivi. A questo si aggiunge il fatto che in condizioni climatiche estive particolarmente severe, il mantenimento costante della temperatura interna desiderata indurrebbe a dei veri e propri picchi nei consumi di energia elettrica. Da queste considerazioni nasce l'esigenza di valutare strade alternative, come il raffrescamento evaporativo, che meglio si adattano ad un contesto come quello sopracitato. Il raffrescamento evaporativo a doppio stadio<sup>3</sup> presenta il grande vantaggio di essere caratterizzato da costi di gestione estremamente ridotti, poiché essi si riconducono solamente al costo dell'alimentazione di acqua usata per irrorare i pannelli evaporativi e al costo dell'energia elettrica usata per il funzionamento di una pompa di ricircolo dell'acqua e per il funzionamento di un ventilatore usato per introdurre l'aria raffrescata all'interno dell'ambiente da raffrescare. Ad un vantaggio economico se ne aggiunge un secondo di natura ambientale, infatti il raffrescamento evaporativo per adempiere al suo scopo, non richiede né l'utilizzo di fluidi refrigeranti né un'eccessiva quantità di energia elettrica, che come noto sono entrambi fattori contribuenti all'effetto serra<sup>4</sup>. L'aspetto che penalizza la scelta di questa tecnologia rispetto ad un impianto tradizionale a

---

<sup>1</sup> Il microclima è definito dal complesso dei parametri ambientali quali la temperatura, l'umidità relativa e la velocità dell'aria, che influenzano lo scambio termico tra individuo e ambiente [14].

<sup>2</sup> Capita spesso che i portoni dello stabilimento vengano addirittura tenuti costantemente aperti per facilitare le operazioni caratterizzanti l'attività lavorativa.

<sup>3</sup> Nel doppio stadio, lo stadio indiretto risulta particolarmente utile in quelle condizioni climatiche esterne caratterizzate da alti livelli di umidità relativa.

<sup>4</sup> È stato dimostrato che, ad un aumento di domanda di energia elettrica da destinarsi alla climatizzazione estiva, corrisponde un aumento di sostanze inquinanti emesse imputabili alle centrali di generazione di energia elettrica [7]. Per quanto riguarda i fluidi refrigeranti sintetici comunemente usati, essi hanno ripercussioni sul riscaldamento globale addirittura superiore a quello dell'anidride carbonica.

compressione di fluido refrigerante è da ricercarsi nella mancata possibilità di regolare adeguatamente la temperatura di mandata dell'aria all'interno del locale. Questo risiede nel fatto che la temperatura dell'aria immessa è funzione della temperatura e dell'umidità relativa dell'aria esterna. A causa di ciò, c'è il rischio che in condizioni di temperatura e umidità relativa esterne troppo elevate, gli standard di comfort all'interno del locale non vengano rispettati. In quest'ottica, trova la sua utilità il presente elaborato che si prefigge il compito di attuare un confronto tra le due soluzioni impiantistiche prima menzionate al fine evidenziare le condizioni climatiche esterne limite che comportano un effettivo beneficio in termini di risparmio energetico ed economico da parte del raffrescamento adiabatico a doppio stadio rispetto ad un sistema di raffrescamento tradizionale a compressione di fluido frigorifero. Tale fine verrà raggiunto, dopo aver fornito una disamina delle due metodologie di raffreddamento in gioco, attraverso il susseguirsi dei seguenti passaggi:

1. Definizione della planimetria e della stratigrafia di un capannone industriale di riferimento;
2. Modellizzazione del capannone mediante il software *EdilClima* da cui è possibile ricavarne i carichi termici, ovvero la quantità di calore necessaria da asportare per garantire il benessere termico degli occupanti del capannone industriale;
3. Utilizzo di un particolare foglio di calcolo atto a definire i *moduli di raffrescatori* evaporativi necessari a sopperire al carico termico oltre ad evidenziare gli eventuali benefici a livello economico e di risparmio energetico che questo sistema comporta rispetto ad una tipologia di raffrescamento tradizionale a compressione di fluido frigorifero;
4. Ripetizione dei punti 2. e 3. per diverse località geografiche aventi diversi valori di temperatura esterna ed umidità relativa durante il periodo estivo;
5. I risultati finali permetteranno di evidenziare le condizioni climatiche esterne limite che comportano un effettivo beneficio in termini di risparmio energetico.

È necessario precisare che:

1. le considerazioni che seguiranno riguarderanno una marca specifica di raffrescatori evaporativi che va sotto il nome di *Intrcooll*, prodotti da *Oxycom*: casa olandese leader mondiale nel campo del raffreddamento adiabatico e detentrica del brevetto *Oxyvap*, riguardante il particolare pannello evaporativo utilizzato all'interno del raffrescatore evaporativo;

2. I fogli di calcolo usati per calcolare i moduli dei raffrescatori evaporativi necessari e il carico termico del capannone sono fogli di calcolo indipendenti scritti secondo le specifiche di IntrCool e i cui calcoli si basano sugli standard ISO e ASHREA.

## Concetto di comfort termo-igrometrico e come perseguirlo

### Generalità

Per comfort termo-igrometrico si intende, come definito dall'American Society of Heating Ventilation and Air-conditioning Engineers (ASHRAE), quella sensazione di neutralità termica che comporta soddisfazione nei confronti del microclima interno. L'esperienza mostra che, in condizioni di stazionarietà, la condizione di comfort termo-igrometrico può essere raggiunta attraverso la combinazione di due parametri caratterizzanti l'individuo:

- **Abbigliamento:** a tal proposito, la resistenza termica dell'abbigliamento viene misurata attraverso l'unità di misura incoerente "clo". Vale la relazione:

$$1 \text{ clo} = 0,155 \text{ m}^2\text{K/W}$$

che corrisponde alla resistenza media di un abbigliamento invernale;

- **Attività metabolica:** essa converte l'energia chimica derivante dall'assunzione di cibi in energia termica. L'attività metabolica viene comunemente misurata in *met*<sup>5</sup>. Sussiste la relazione:

$$1 \text{ met} = 58,2 \text{ W/m}^2$$

e quattro parametri caratterizzanti l'ambiente ospitante l'individuo:

- Temperatura dell'aria, in °C;
- Umidità relativa dell'aria, in %;
- Velocità dell'aria, in m/s;
- Temperatura media radiante, ovvero media delle temperature delle superfici delimitanti l'involucro edilizio, in °C;

### Indici del comfort termo-igrometrico

Al fine di identificare meglio le relazioni che sussistono tra individuo e i parametri fisici caratterizzanti il microclima, la norma UNI EN ISO 7730 propone due indici:

- Il *Predicted Mean Vote* PMV, ovvero: Voto Medio Previsto. Esso è una valutazione media sullo stato di benessere termo-igrometrico all'interno di un ambiente confinato ed è espresso da un gruppo di persone selezionate. Attraverso una delle sette valutazioni che la

---

<sup>5</sup> un riassunto delle correlazioni tra tipologie di attività fisica e valori di met è riportato nella norma UNI EN ISO 7730;

norma mette a disposizione e che sono riportate nella tabella sottostante, è possibile fornire una valutazione del comfort termico globale caratterizzante l'ambiente in esame.

+3	Molto caldo
+2	Caldo
+1	Leggermente caldo
0	Neutralità
-1	Leggermente freddo
-2	Freddo
-3	Molto freddo

Tabella 1- Predicted Mean Vote, valutazioni disponibili

- Il Percentage of Person Dissatisfied PPD, cioè "Percentuale Prevista di Insoddisfatti". Tale indice è correlato con una relazione analitica al PMV, così come riportato nella figura che segue:

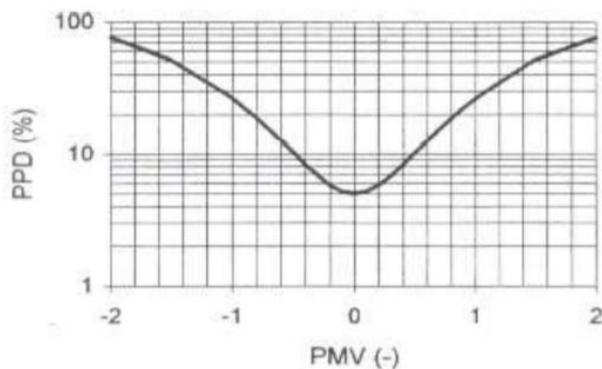


Figura 1 - Relazione tra gli indici PMV e PPD, da UNI EN ISO 7730

La norma UNI EN ISO 7730 reputa accettabile una percentuale di insoddisfatti del 10%, che corrisponde ad un valore di PMV compreso tra -0,5 e 0,5.

Mancato conseguimento delle condizioni di comfort termo-igrometrico

È ormai noto da tempo come un microclima caratterizzato da condizioni troppo severe incida negativamente sul livello di concentrazione dei lavoratori minando inevitabilmente la produttività dell'attività lavorativa svolta ed impattando sul punto di vista economico. Alla componente economica se ne aggiungono altre avverse ripercussioni sulla salute dei lavoratori, ovvero incidenti sul loro livello di stress o, quando l'esposizione al microclima non idoneo è prolungata nel tempo, problematiche di salute che vanno oltre ad una semplice mancanza di comfort, come ad esempio diminuzione di capacità fisiche-muscolari e cognitive, reazione rivolta a stimoli esterni, oltre che ad

un aumento della probabilità di infortunio. Tutte queste casistiche vengono classificate con l'acronimo SBS (Sick Building Syndrome) [1], [2].

#### Metodi di perseguimento del comfort termo-igrometrico

Dato il D.Lgs. 81/2008 che impone al datore di lavoro di valutare i rischi sul lavoro, comprese dunque le condizioni di comfort termico (facenti parte delle direttive di prevenzione del rischio ergonomico [3]) e trascurando in questa analisi i parametri soggettivi che influenzano il comfort termico (metabolismo, abbigliamento, attività svolta), le strategie che possono essere attuate per perseguire gli obiettivi di comfort possono essere di tipo:

- passivo;
- attivo.

Le strategie di tipo passivo rientrano in un contesto di architettura bioclimatica attraverso cui si cerca di garantire il benessere termico degli occupanti intervenendo sulle caratteristiche geometriche e strutturali dell'edificio, oltre che sulla sua localizzazione ed orientamento. In questo contesto assume una rilevante importanza un corretto isolamento termico che è funzione della trasmittanza dell'involucro edilizio, che è a sua volta funzione della stratigrafia dell'edificio. L'isolamento termico può essere accompagnato da schermature dell'irraggiamento solare diretto mediante l'utilizzo di frangisole, tende o pellicole riflettenti. Le strategie attive invece, si fanno carico di un corretto dimensionamento degli impianti di climatizzazione (invernale/estivo), unito ad un adeguato sistema di ventilazione. Tutto ciò deve essere opportunamente<sup>6</sup> progettato in modo da richiedere, nei limiti del possibile, un coinvolgimento minimo del sistema di termoregolazione corporea, ovvero deve garantire uno stato di benessere termico.

#### Consumi di energia elettrica ed emissioni di sostanze inquinanti imputabili al raggiungimento del comfort termo-igrometrico attraverso strategie di tipo attivo

Appurato il fatto che la progettazione di un impianto di condizionamento si rende necessaria al fine di garantire un adeguato comfort termo-igrometrico, a maggior ragione all'interno di un capannone industriale dove non raramente si possono raggiungere condizioni prossime a quelle di stress termico [4], vanno altresì esaminati i relativi consumi di energia elettrica richiesti per adempiere a tale scopo per determinare quale tipologia di impianto realizzi il fine prefissato garantendo i minori

---

<sup>6</sup> La tipologia di impianto di condizionamento è influenzata dalla destinazione d'uso dell'edificio.

consumi di energia. Un approccio parsimonioso nei confronti dei consumi di energia elettrica è giustificato dal fatto che il condizionamento dell'aria e il refrigeramento rappresentano circa il 17% della domanda globale di energia elettrica [5]. Questo dato assume ancora maggiore importanza considerando il fatto che tale consumo è destinato inevitabilmente ad aumentare a causa degli effetti del riscaldamento globale che porteranno, in un prossimo futuro, ad aumentare la domanda di energia elettrica da destinarsi alla climatizzazione estiva [6]. Un altro aspetto da tenere in considerazione è che all'aumentare della richiesta di energia elettrica destinata alla climatizzazione estiva, aumentano anche le emissioni di sostanze inquinanti imputabili alle centrali di generazione di energia elettrica che sono costrette a lavorare a pieno regime<sup>7</sup> [7]. L'aumento dell'emissione di gas come l'anidride carbonica, l'ossido di azoto e l'anidride solforosa impatta negativamente sull'effetto serra, così come impattano negativamente i fluidi frigoriferi utilizzati per il raffreddamento di ambienti durante la stagione estiva. Tutti questi aspetti motivano esaurientemente la necessità di ricercare nel raffrescamento evaporativo una soluzione di raffrescamento più sostenibile dal punto di vista ambientale rispetto alle tradizionali tecnologie di raffreddamento a compressione di vapore di fluido refrigerante, dal momento che la prima tipologia è caratterizzata da una minore richiesta di energia elettrica e quindi da una minore emissione di inquinanti imputabili alle centrali di generazione di energia elettrica, oltre che da un'inesistente emissione di gas e fluidi refrigeranti responsabili dell'effetto serra.

---

<sup>7</sup> Si stima che per ogni grado centigrado di innalzamento di temperatura media giornaliera, le centrali elettriche saranno responsabili dell'emissione di 3,35% in più di biossido di zolfo, di 3,6% in più di ossido di azoto e di 3,2% in più di anidride carbonica [7].

## Parte II

### Macchina frigorifera a compressione di fluido refrigerante

#### Generalità

Vista l'importanza del raggiungimento del comfort termo-igrometrico in condizioni estive severe, è spesso richiesto l'impiego di strategie attive da affiancarsi a sistemi passivi. A tale scopo vengono impiegati impianti di condizionamento che basano il loro funzionamento su macchine frigorifere capaci di trasferire energia termica nel verso contrario a quello che si avrebbe normalmente per la differenza di temperatura. Ciò è permesso dal secondo principio della termodinamica solo a patto di una spesa di energia primaria, meccanica nel caso delle macchine a compressione di fluido refrigerante.

Le macchine frigorifere a compressione di fluido refrigerante basano il loro principio di funzionamento sul ciclo termodinamico inverso chiamato ciclo frigorifero a compressione di vapore. Esso è un ciclo termodinamico che prende spunto dal ciclo di Carnot e che sfrutta il lavoro richiesto da parte di un compressore, per trasferire calore da un ambiente a bassa temperatura ad un ambiente ad alta temperatura. Su questo principio si basa il funzionamento della maggior parte dei frigoriferi domestici, delle celle frigorifere, nonché negli impianti frigoriferi adibiti ad uso industriale e di condizionamento.

#### Ciclo frigorifero a compressione di fluido refrigerante

In riferimento a:

1. FIGURA 2 – SCHEMA DEL CICLO FRIGORIFERO A COMPRESSIONE DI VAPORE;
2. FIGURA 3 - CICLO FRIGORIFERO A COMPRESSIONE DI R134A, DIAGRAMMA LOGP-H, COOLPACK;

si rendono note le trasformazioni del fluido frigorifero all'interno del ciclo frigorifero: il fluido, sotto forma di vapore leggermente surriscaldato (1), viene compresso (1-2), desurriscaldato (2-3) e condensato fino ad uno stato di liquido leggermente sottoraffreddato (3-5), successivamente viene fatto passare attraverso una valvola di laminazione isoentalpica (5-6) ed infine viene fatto evaporare (6-7). Lo stato di vapore surriscaldato all'uscita dell'evaporatore (1) si rende necessario per evitare eventuali interazioni tra il fluido refrigerante e il lubrificante contenuto all'interno del compressore, cosa che potrebbe accadere se il fluido refrigerante all'uscita dell'evaporatore si trovasse sulla curva limite superiore. Inoltre, spingere il vapore in uno stato surriscaldato, aumenta il calore per unità di massa di fluido refrigerante asportato dall'ambiente a bassa temperatura, siccome aumenta la quantità  $q_L = (h_1 - h_6)$ . Il compressore, grazie all'assorbimento di una certa quantità di potenza

elettrica, permette di aumentare la pressione del fluido refrigerante (che parte da una condizione di vapore surriscaldato) e contestualmente far aumentare la sua temperatura. La compressione (1-2) non seguirà un'isotropica nel diagramma LogP-h poiché il compressore sarà dotato di un rendimento isentropico inferiore all'unità. Oggigiorno, le macchine frigorifere si avvalgono di dispositivi elettronici chiamati inverter che permettono di modulare la potenza assorbita dal compressore in maniera proporzionale alla reale richiesta di "freddo". Quando viene raggiunta la temperatura di progetto, la macchina non viene spenta come nelle tradizionali regolazioni ON-OFF, bensì l'inverter diminuisce il numero di giri del compressore riducendo il campo di variabilità della temperatura, che rimarrà più vicina al valore di progetto. Questa tecnologia permette un più alto livello di comfort oltre che ad un risparmio di energia elettrica rispetto alla configurazione ON-OFF. Attraverso il condensatore, il fluido refrigerante cede calore all'ambiente ad alta temperatura, prima sottoforma di calore sensibile durante il desurriscaldamento (2-3), poi sottoforma di calore latente responsabile della condensazione (3-4) e infine ancora calore sensibile in conseguenza al sotto-raffreddamento (4-5) che ha lo scopo di aumentare il calore sottratto all'ambiente a bassa temperatura  $q_L$  oltre che ad essere una garanzia di condensazione completa del fluido refrigerante. A questo punto il liquido sottoraffreddato viene espanso e abbassato di temperatura attraverso una trasformazione di Joule-Thomson. Essa è un processo di laminazione a entalpia costante<sup>8</sup> in cui un gas che fluisce attraverso una strozzatura situata all'interno di un condotto, abbassa la sua pressione senza scambiare calore con l'esterno. Tale trasformazione è caratterizzata dal fatto che all'aumentare delle perdite di pressione localizzate, la temperatura del gas sale fino alla temperatura massima di inversione, dove ad un ulteriore aumento delle perdite localizzate si ha un abbassamento della temperatura del gas che attraversa la strozzatura. In seguito alla laminazione il fluido frigorifero si trova a bassa pressione e ad una temperatura minore di quella dell'ambiente che si desidera raffreddare, oltre che in uno stato bifase (6). A questo punto, il fluido passa attraverso l'evaporatore dove riceve, dall'ambiente da raffreddare, calore latente responsabile dell'evaporazione del liquido (6-7) e calore sensibile responsabile del lieve surriscaldamento dello stesso. Per contro, l'aria che attraversa l'evaporatore e che viene immessa nell'ambiente a bassa temperatura, si raffredda cedendo al fluido frigorifero calore sensibile. Ciò è il vero e proprio effetto utile che si intende perseguire attraverso il ciclo frigorifero. In seguito al surriscaldamento il ciclo si conclude per poi ripetersi a seguito di un ulteriore compressione.

---

<sup>8</sup> In realtà l'entalpia non rimane costante in ogni punto della trasformazione (non è una trasformazione reversibile). Essa è, più nello specifico, una trasformazione in cui l'entalpia finale è uguale all'entalpia iniziale.

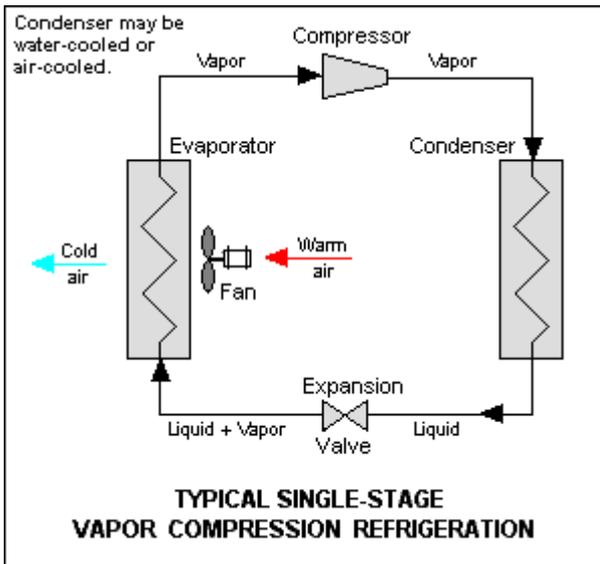


Figura 2 – Schema del ciclo frigorifero a compressione di vapore [8]

La figura riporta lo schema funzionale di un ciclo frigorifero, comprensivo dei suoi elementi principali, quali gli scambiatori di calore condensatore ed evaporatore, la valvola di laminazione, il compressore e il ventilatore che ha lo scopo di introdurre l'aria raffreddata all'interno dell'ambiente da raffreddare.

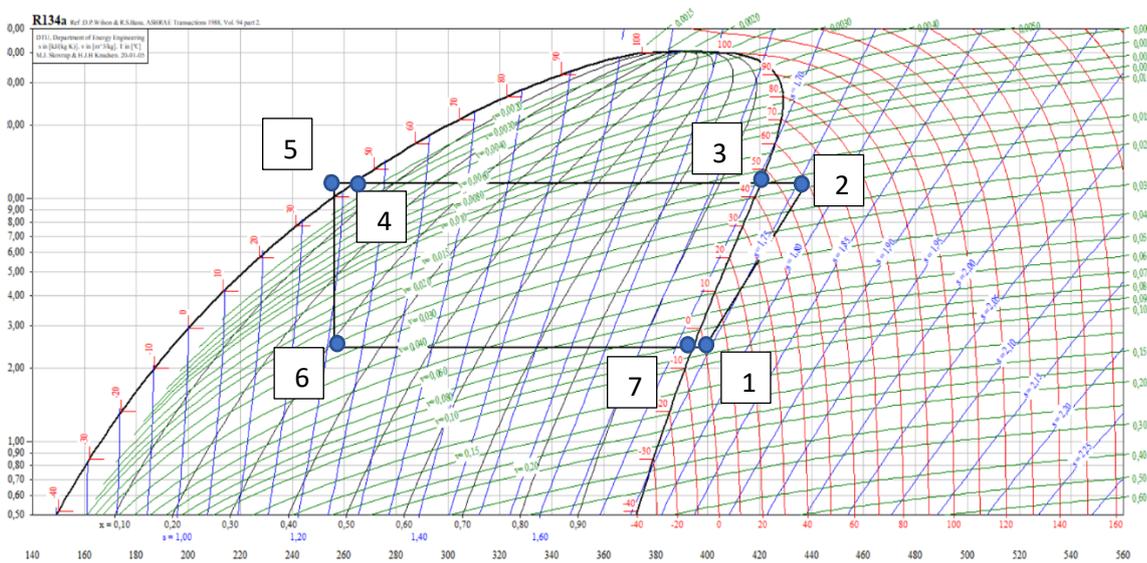


Figura 3 - ciclo frigorifero a compressione di R134a, diagramma LogP-h, CoolPack

Il diagramma rappresenta, a titolo d'esempio, il ciclo frigorifero del fluido refrigerante R134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano) costruito attraverso il software CoolPack. Il diagramma riporta nell'asse delle ordinate il logaritmo in base dieci della pressione in bar, mentre sull'asse delle ascisse riporta

l'entalpia per unità di massa in kJ/kg. Le linee blu rappresentano le isoentropiche ( $\frac{kJ}{kg K}$ ), le linee verdi sono le linee a volume massico costante ( $\frac{m^3}{kg}$ ), le isoterme (K) sono riportate in rosso, mentre le linee isotitolo sono tracciate con il colore grigio e vanno dal valore 0 per la curva limite inferiore di sinistra al valore 1 per la curva limite superiore a destra. Ragionando sul funzionamento del ciclo frigorifero si deduce che una prerogativa essenziale affinché il ciclo adempia al suo scopo è che la temperatura di evaporazione del fluido refrigerante sia inferiore alla temperatura dell'ambiente a bassa temperatura che si desidera raffreddare, ciò a giustificazione del fatto che il calore si trasferisce spontaneamente da una sorgente ad alta temperatura verso una sorgente a bassa temperatura. Per la stessa ragione, è indispensabile che la temperatura di condensazione del fluido refrigerante sia superiore alla temperatura dell'ambiente esterno ad alta temperatura verso cui si cerca di cedere il calore, se così non fosse, il fluido frigorifero non riuscirebbe a condensare. Va inoltre precisato che un ruolo importante viene giocato dalla pressione di esercizio del fluido frigorifero, infatti la maggior parte dei fluidi frigoriferi possiede una temperatura di evaporazione a pressione ambiente estremamente bassa (circa  $-41^{\circ}C$  per l'R22,  $-44^{\circ}C$  per l'R407C,  $-51^{\circ}C$  per l'R410A), questo si adatterebbe al contesto di una cella frigorifera e non ad un contesto di raggiungimento del comfort termo-igrometrico, motivo per cui si porta la temperatura di evaporazione del fluido di lavoro a valori compresi tra  $0^{\circ}C$  e  $10^{\circ}C$  innalzando la pressione di lavoro.

Dal ciclo frigorifero riportato in FIGURA 3 è possibile fornire una formulazione dell'effetto utile, ovvero la potenza termica asportata dall'ambiente che si desidera raffreddare:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_6 - h_1)$$

con  $\dot{m}$  portata del fluido refrigerante ed  $h_6, h_1$  entalpia per unità di massa di fluido refrigerante all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore.

La potenza impiegata dal compressore risulta essere:

$$P = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\eta}$$

Dove  $\eta$  rappresenta il rendimento meccanico del compressore. Contestualmente può essere calcolato l'EER (energy efficiency ratio):

$$EER = \frac{\dot{Q}_L}{P}$$

## Fluidi frigoriferi e relativo impatto ambientale

Un fluido frigorifero per adempiere in maniera ottimale al suo scopo deve possedere determinate caratteristiche:

- Non deve essere né tossico né infiammabile;
- Deve essere chimicamente inerte e stabile, in modo tale che non reagisca con i componenti della macchina frigorifera e con il lubrificante;
- Dal momento che piccole perdite di fluido frigorifero sono pressoché inevitabili, deve essere compatibile con l'ambiente. In tal senso, per una scelta corretta del fluido frigorifero deve essere preso in considerazione tutto il suo ciclo di vita;
- Basso costo.

A queste caratteristiche se ne aggiungono altre di natura termodinamica:

- Pressione massima del ciclo, ovvero  $P_{condensazione}$ , non troppo elevata al fine di evitare problemi di dimensionamento meccanico della macchina frigorifera;
- Pressione minima del ciclo, ovvero  $P_{evaporazione}$ , maggiore della pressione atmosferica in modo da evitare l'ingresso di aria esterna nella macchina frigorifera;
- Temperatura di fine compressione non eccessivamente elevata al fine di salvaguardare il lubrificante all'interno del compressore;
- Calore di vaporizzazione il più alto possibile in modo da aumentare l'effetto utile della macchina;
- Viscosità dinamica ( $\mu$ ) bassa, per ridurre le perdite di carico negli scambiatori di calore;
- Temperatura di congelamento bassa, per evitare che il ciclo lavori nella zona di congelamento;
- Temperatura critica il più alta possibile, in modo da aumentare il tratto di scambio termico ( $h_{vapore_{saturo}} - h_{liquido_{saturo}}$ ) visibile nel diagramma LogP-h;
- Curva limite superiore con pendenza negativa per raggiungere con più facilità l'evaporazione completa del fluido.

Ovviamente non esistono fluidi frigoriferi che rispettano tutte queste caratteristiche, per tale ragione la scelta di un fluido frigorifero va sempre fatta facendo una media tra l'aspetto prestazionale e l'impatto ambientale, oltre che tenendo in considerazione la tipologia di ciclo

termodinamico che si intende utilizzare. Per valutare l'impatto ambientale da parte di un fluido frigorifero, vengono utilizzati vari indici:

1. ODP (Ozone Depletion Potential): valuta l'impatto del fluido sulla distruzione dell'ozono prendendo come riferimento il fluido R11 ( $CCL_3F$ ), ritenuto il più deleterio in tal senso ( $ODP_{R11} = 1$ ). Il valore di ODP di un fluido frigorifero indica i grammi di R11 che comportano lo stesso effetto di distruzione d'ozono che ha 1 grammo del fluido in esame. Oggigiorno si usano fluidi con  $ODP = 0$ .
2. GWP (Greenhouse Warming Potential): valuta l'impatto che i fluidi frigoriferi hanno sull'effetto serra, in un intervallo di tempo di circa cento anni, prendendo come riferimento l'anidride carbonica ( $GWP_{CO_2} = 1$ ). Il valore di GWP di un fluido frigorifero indica i grammi di  $CO_2$  che comportano lo stesso effetto serra di 1 grammo del fluido in esame.
3. TEWI (Total Equivalent Warming Impact): esprime l'impatto totale che la macchina frigorifera ha sull'effetto serra, comprende un effetto diretto causato dalla massa di fluido refrigerante usato ( $m \cdot GWP$ ), più un effetto indiretto che tiene conto dell'effetto serra imputabile all'energia elettrica usata per alimentare la macchina frigorifera ( $\alpha_{CO_2} \cdot \tau \cdot e$ ).

$$TEWI = m \cdot GWP + \alpha_{CO_2} \cdot \tau \cdot e$$

Dove:

- $m$  (kg) = massa totale di fluido refrigerante usata, comprendente eventuali reintegri;
- $GWP \left( \frac{kg_{CO_2\text{equivalente}}}{kg_{\text{fluido refrigerante}}} \right)$  = Greenhouse warming potential;
- $\alpha_{CO_2} \left( \frac{kg_{CO_2\text{equivalente}}}{kWh} \right)$  = fattore che tiene conto della metodologia di produzione di energia elettrica;
- $\tau$  (h) = tempo di utilizzo della macchina frigorifera;
- $e$  (kW) = potenza elettrica assorbita dalla macchina frigorifera;

## Raffrescamento evaporativo

Stato dell'arte

Oggigiorno il principio dell'evaporazione al fine del raggiungimento del comfort termo-igrometrici è impiegato in vari settori secondo diverse modalità:

- Umidificatore ad atomizzazione: è tra le tecnologie più semplici attraverso cui si può sfruttare l'elevata entalpia di evaporizzazione dell'acqua. Il liquido viene prelevato da una

vasca di raccolta e spinta, grazie ad una pompa, verso ugelli spruzzatori che agiscono nella direzione contraria del flusso d'aria. Le piccole gocce d'acqua all'uscita dagli ugelli raffreddano il flusso d'aria evaporando, mentre le gocce d'acqua non evaporate vengono raccolte da un apposito separatore che le fa riconfluire nella vasca di raccolta. La semplicità costruttiva fa da contrappeso ad una ridotta efficienza di saturazione (inferiore al 70%) e alla scarsa igiene dell'aria che questa tecnologia può garantire [4].

- Umidificatore ad atomizzazione ad aria compressa: una miscela di aria compressa (dai 3 ai 7 bar) ed acqua viene fatta passare attraverso degli ugelli atomizzatori, in questo modo ne risulta un aerosol composto da gocce molto fini che evaporano molto facilmente. Il calore sensibile ceduto dall'aria per permettere l'evaporazione delle gocce d'acqua induce un abbassamento della temperatura dell'aria stessa. In questo caso le efficienze di saturazione sono prossime al 100% mentre i campi di applicazione caratteristici sono da ricercarsi nell'industria tessile, cartaria o della lavorazione del legno [4].
- Umidificatori ad ultrasuoni: si tratta di apparecchi costituiti da un recipiente d'acqua in cui è immersa una piastra ceramica messa in vibrazione ad alta frequenza dal un circuito elettrico. Le vibrazioni polverizzano l'acqua che può così evaporare facilmente nell'ambiente circostante. Anche in questo caso l'efficienza di saturazione può arrivare a valori prossimi al 100% [4].
- Umidificatori centrifughi: in questo caso l'atomizzazione dell'acqua è ottenuta grazie all'impiego di un disco rotante. Grazie ad un ventilatore, le piccolissime gocce vengono immesse in ambiente dove evaporando raffreddano e umidificano l'aria circostante [9].
- Umidificatori a pacco bagnato: particolari pannelli evaporativi vengono impregnati d'acqua per poi essere attraversati da un flusso d'aria con velocità comprese tra 0,5 e 3 m/s. L'aria provoca l'evaporazione dell'acqua che impregna i pannelli cedendo calore sensibile, il flusso d'aria ne risulta umidificato e raffreddato. L'efficienza di saturazione varia dal 60% al 90% in base alla tipologia di pannello evaporativo [4]. I bassi costi di investimento sono compensati dai costi di sostituzione dell'acqua impiegata, fattore che si rende periodicamente necessario per evitare la proliferazione batterica e la formazione di fanghi.
- Recuperatori di calore con raffreddamento adiabatico indiretto: il raffreddamento adiabatico indiretto viene usato in accoppiamento con recuperatori di calore usati per efficientare il raffrescamento estivo. Il flusso d'aria che si appresta ad essere espulso viene umidificato e raffreddato attraverso l'evaporazione di gocce d'acqua. Lo stesso flusso viene

messo in contatto, tramite uno scambiatore di calore, al flusso d'aria di rinnovo, in questo modo il flusso di rinnovo ne risulta raffreddato prima del suo ingresso in ambiente.

- Torri di raffreddamento: non contribuiscono al raggiungimento di uno stato di comfort termo-igrometrico, bensì si rendono particolarmente utili in tutti quei processi industriali in cui il completamento di cicli termici richiede il raffreddamento di una massa d'acqua di processo. Le torri di raffreddamento funzionano secondo il principio di evaporazione, ma vengono impiegate per raffreddare l'acqua e non l'aria. L'acqua viene fatta scendere all'interno della torre di raffreddamento, dove incontra un flusso controcorrente d'aria che viene fatto risalire attraverso un ventilatore o grazie alla differenza di densità. Ciò provoca un trasferimento di massa, di tipo evaporativo, delle gocce d'acqua verso l'aria (non satura di vapore) producendo un raffreddamento dell'acqua non evaporata.

### Generalità

Il raffrescamento evaporativo (anche detto raffrescamento adiabatico) si basa su un semplice principio fisico secondo il quale l'aria viene raffrescata sfruttando il fenomeno dell'evaporazione dell'acqua. L'evaporazione, a differenza dell'ebollizione, non necessita di una temperatura specifica per innescarsi, nello specifico l'evaporazione avviene in un intervallo di temperatura compreso tra la temperatura di fusione (0°C) e la temperatura di ebollizione (100°C). Questo non significa però che l'evaporazione non sia dipendente dalla temperatura, essa infatti aumenta all'aumentare di tale variabile fisica: maggiore è la temperatura del liquido, maggiore sarà l'energia cinetica media delle molecole e maggiore sarà la probabilità che una molecola che si trova sulla superficie libera del liquido evapori raggiungendo l'energia cinetica necessaria per rompere i legami intermolecolari. La temperatura non è l'unico parametro che influenza questo processo, l'evaporazione infatti aumenta all'aumentare della velocità dell'aria e al diminuire del livello di umidità relativa dell'ambiente circostante. L'evaporazione delle molecole è sempre un processo endotermico, infatti richiede calore dall'ambiente esterno per poter rompere i legami intermolecolari del liquido. Questo è il principio su cui si basa il sistema di termoregolazione della sudorazione: l'acqua che viene espulsa dalle ghiandole sudoripare del corpo umano sfrutta il calore dello stesso per evaporare, comportando un abbassamento della temperatura corporea. Il principio dell'evaporazione ai fini del raffrescamento è conosciuto fin dall'antichità<sup>9</sup> e sta trovando oggi sempre maggior impiego in edifici

---

<sup>9</sup> Ne sono un esempio i Qanat sotterranei dell'antica Persia: l'aria veniva incanalata al livello del terreno e fatta passare attraverso corsi d'acqua sotterranei dove si rinfrescava facendo evaporare l'acqua per venire poi convogliata all'interno dell'edificio da rinfrescare.

di medie-grandi dimensioni grazie alla disponibilità di materiali sempre più performanti e grazie all'introduzione dell'elettronica che ha permesso il raggiungimento di livelli di efficienza sempre più elevati. Il reffrescatore adiabatico basa il suo principio di funzionamento sul fatto che per far avvenire il passaggio di stato dell'acqua, dallo stato liquido allo stato vapore, è necessaria una certa quantità di calore latente, inoltre tale quantità, chiamata entalpia di vaporizzazione assume un valore molto alto per l'acqua<sup>10</sup>. La definizione di calore latente risiede nel fatto che esso serve solamente a far avvenire il passaggio di stato dell'acqua e non fa variare la temperatura della stessa. Tale quantità di calore viene prelevata a discapito dell'aria esterna, sottoforma di calore sensibile, comportando un abbassamento della temperatura dell'aria. Dal momento che la conversione di calore sensibile in calore latente avviene ad un valore di entalpia costante, tale procedura prende il nome di processo isoentalpico. Si può inoltre osservare come il raffreddamento evaporativo abbia due legami di proporzionalità, uno tra l'abbassamento di temperatura dell'aria e il calore sensibile ceduto dalla stessa e l'altro tra il guadagno di calore latente dell'acqua e l'aumento di umidità relativa dell'aria. L'aria che attraversa i pannelli evaporativi, e che induce alla transizione di fase dell'acqua, ne risulta pertanto raffreddata ed umidificata. L'umidità relativa dell'aria esterna è un parametro fondamentale per il funzionamento di questa tecnologia. Indicando con l'umidità relativa il rapporto tra la quantità di vapore acqueo contenuto nella miscela d'aria rispetto alla massima quantità di vapore acqueo contenibile nella stessa miscela d'aria agli stessi valori di temperatura e pressione, è intuibile dedurre che flussi d'aria esterna con valori di umidità relativa prossimi ai livelli di saturazione non possano beneficiare di una consistente evaporazione dell'acqua. Minore è l'evaporazione, minore è la quantità di calore latente assorbita dall'acqua, questo induce ad una minore quantità di calore sensibile asportabile all'aria, che a sua volta comporta un minore abbassamento di temperatura della stessa. Questo è il motivo per cui questa tecnologia di raffrescamento risulta penalizzata dai climi particolarmente umidi mentre risulta particolarmente vantaggiosa in climi secchi dove l'umidificazione dell'aria introdotta nell'ambiente da climatizzare contribuisce anche ad innalzare il livello di comfort degli occupanti.

---

<sup>10</sup> L'entalpia di vaporizzazione dell'acqua è di circa 2450 kJ/kg a 20°C e di circa 2257 kJ/kg a 100°C, questo valore è molto alto considerando il fatto che è circa cinque volte l'energia necessaria per scaldare l'acqua da 0 a 100 gradi Celsius. Ciò comporta una potenza frigorifera di 680 W a 20°C e di 626 W a 100°C.

## IntrCooll

### Generalità

L'IntrCooll è un raffrescatore adiabatico realizzato da Oxycom, fornitore mondiale di sistemi di raffreddamento adiabatico. Esso ha due peculiarità che lo contraddistinguono rispetto agli altri raffrescatori adiabatici presenti sul mercato:

1. Oxycom ha brevettato uno speciale pannello evaporativo chiamato Oxyvap, esso è costruito in alluminio ed è ricoperto da uno speciale rivestimento che gli permette di raggiungere efficienze di saturazione elevate, inoltre la sua forma è studiata in modo da ottimizzare la superficie di contatto tra alluminio ed aria massimizzando lo scambio di calore durante l'evaporazione.
2. Oltre ad uno stadio evaporativo diretto è dotato di uno stadio di raffreddamento indiretto, ciò permette di raggiungere una temperatura e un'umidità relativa dell'aria immessa inferiore rispetto al solo stadio diretto.

Per meglio evidenziare le particolarità costruttive dell'IntrCooll, viene di seguito fornita una sua sezione:

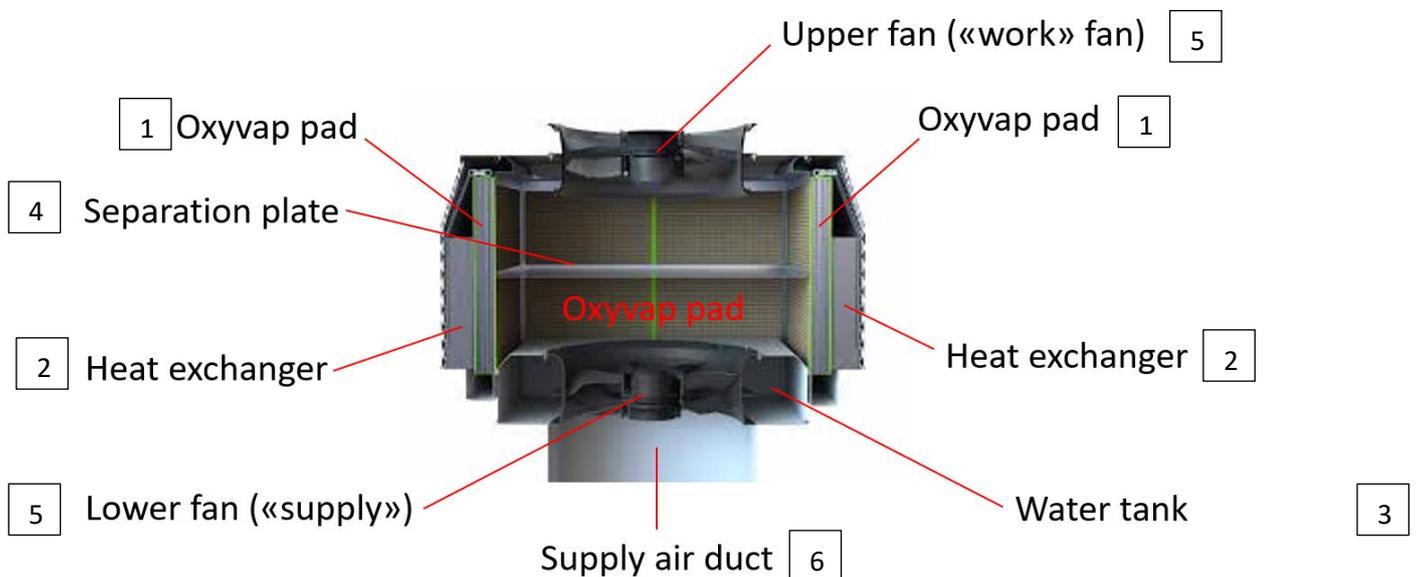


Figura 4 – Sezione IntrCooll [10]

Dall'immagine si notano:

1. i pannelli evaporativi Oxyvap utilizzati nello stadio adiabatico diretto;
2. gli scambiatori di calore acqua-aria impiegati nello stadio indiretto di raffreddamento;

3. il serbatoio utilizzato per raccogliere l'acqua non evaporata nel pannello Oxyvap e che viene in seguito convogliata nello scambiatore di calore;
4. il piatto di separazione usato per dividere, all'uscita del blocco scambiatore di calore-Oxyvap, il flusso d'aria a bassa entalpia da quello ad alta entalpia;
5. i ventilatori usati per movimentare l'aria all'interno dell'ambiente da raffreddare (ventilatore inferiore) e verso l'esterno (ventilatore superiore);
6. il condotto che permette all'aria raffrescata di giungere nell'ambiente da raffrescare.

L'IntrCooll è disponibile in due versioni che differiscono principalmente per la portata d'aria elaborabile, di seguito vengono presentate le relative schede tecniche:

<b>Specifiche</b>		
<b>Modello</b>	<b>IntrCooll® Standard</b>	<b>IntrCooll® Plus</b>
Raffrescamento evaporativo indiretto/diretto: efficienza bulbo umido	116%	116%
Fornitura a 46 °C (115 °F) DB/24 °C (75 °F) WB	20,5 °C (68.9 °F)	20,5 °C (68.9 °F)
Fornitura a 38 °C (100 °F) DB/21 °C (70 °F) WB	18,3 °C (64.9 °F)	18,3 °C (64.9 °F)
Fornitura a 28 °C (82 °F) DB/19 °C (66 °F) WB	17,6 °C (63.7 °F)	17,6 °C (63.7 °F)
Capacità nominale a 46 °C (115 °F) DB/24 °C (75 °F) WB	57 kW (16.2 TR)	134 kW (38.1 TR)
Capacità nominale a 38 °C (100 °F) DB/21 °C (70 °F) WB	44 kW (12.5 TR)	103 kW (29.3 TR)
Capacità nominale a 28 °C (82 °F) DB/19 °C (66 °F) WB	23 kW (6.5 TR)	55 kW (15.6 TR)
EER nominale a 46 °C (115 °F) DB/24 °C (75 °F) WB	42,2	43,5
EER nominale a 38 °C (100 °F) DB/21 °C (70 °F) WB	32,6	33,6
EER nominale a 28 °C (82 °F) DB/19 °C (66 °F) WB	17,2	17,8
<b>FLUSSO D'ARIA</b>		
Flusso d'aria nominale a 80 Pa (0.32 inAq) ESP – filtri G3	6.700 CMH (3943 CFM)	15.600 CMH (9182 CFM)
Flusso d'aria nominale a 80 Pa (0.32 inAq) ESP – filtri G4*	6.450 CMH (3796 CFM)	15.000 CMH (8829 CFM)
Flusso d'aria nominale a 80 Pa (0.32 inAq) ESP – filtri F7*	6.100 CMH (3590 CFM)	14.200 CMH (8358 CFM)
<b>SPECIFICHE ELETTRICHE</b>		
Alimentazione elettrica	Monofase, 220 V – 230 V CA 50/60 Hz	Trifase, 380 V – 400V CA 50/60 Hz
Potenza nominale	1,36 kW	3,07 kW
Collegamento della fornitura idrica	BSP maschio 3/4"	BSP maschio 3/4"
Conducibilità della fornitura idrica	20 µS/cm – 600 µS/cm	20 µS/cm – 600 µS/cm
Tipo di fornitura idrica Acqua potabile di rubinetto od osmosi inversa (non usare acqua addolcita). Chiedere sempre consigli in base alle qualità di acqua disponibili localmente.		
Connessione troppopieno		
<b>DIMENSIONI DELL'UNITÀ</b>		
Lunghezza	1.338 mm (52.68 inch)	1.899 mm (74.76 inch)
Larghezza	1.338 mm (52.68 inch)	1.899 mm (74.76 inch)
Altezza	1.005 mm (39.66 inch)	1.434 mm (56.46 inch)
<b>PESO</b>		
Asciutto	185 kg (408 lb)	385 kg (849 lb)
Funzionamento	250 kg (584 lb)	475 kg (1047 lb)

\* Opzionale

Figura 5 - Scheda tecnica IntrCooll Standard e Plus [11]

A differenza dei sistemi tradizionali di raffreddamento, il raffrescamento evaporativo non permette di attuare un controllo sulla temperatura dell'aria di mandata, per questo motivo la regolazione della capacità di raffreddamento avviene agendo sul flusso d'aria nominale attraverso la modulazione dei due ventilatori. Dal confronto delle due versioni, si nota che la versione *Plus*, grazie ad un flusso d'aria superiore, garantisce una capacità di raffreddamento nominale più che doppia della versione *Standard*. Questo richiede delle specifiche elettriche più performanti, nello specifico,

una potenza elettrica nominale più che doppia rispetto alla versione *Standard*. Gli EER nominali delle due versioni sono pressoché uguali, così come sono uguali le efficienze di bulbo umido che le due macchine possono raggiungere. Differenti sono invece gli ingombri delle due unità, la versione *Standard* ha un volume che è circa il 35% della versione *Plus*.

#### *Efficienza di saturazione o di bulbo umido*

La minima temperatura che l'aria può raggiungere attraversando il pannello evaporativo è la temperatura di bulbo umido, che è funzione delle condizioni climatiche esterne. La temperatura di bulbo umido non verrà mai raggiunta in uno stadio evaporativo diretto a causa di un'efficienza di saturazione del pannello evaporativo inferiore al 100%. A tal proposito viene definita l'efficienza di saturazione (o di bulbo umido) come il rapporto tra l'effettivo salto di temperatura e il massimo salto di temperatura realizzabile:

$$\eta = \frac{T_{bsi} - T_{bsu}}{T_{bsi} - T_{bui}}$$

Dove:

- $T_{bsi}$  è la temperatura di bulbo secco dell'aria in ingresso al pannello evaporativo;
- $T_{bsu}$  è la temperatura di bulbo secco dell'aria in uscita dal pannello evaporativo;
- $T_{bui}$  è la temperatura di bulbo umido dell'aria in ingresso al pannello evaporativo;

Efficienze di saturazione superiori al 100% possono essere giustificate da uno stadio evaporativo indiretto in combinazione con uno stadio diretto, tale procedura permette di raggiungere una temperatura dell'aria inferiore alla temperatura di bulbo umido. I particolari pannelli evaporativi brevettati da Oxycom, garantiscono un'efficienza di saturazione nello stadio diretto pari a 88.6% ad una velocità dell'aria di 2.0 m/s e del 92.0 % per una velocità dell'aria di 1.6 m/s [12]. L'efficienza di saturazione è stata determinata in maniera indipendente sia da TNO, Paesi Bassi, sia da CSIRO, Australia, dove entrambe le misurazioni sono state eseguite rispettando i criteri di "aria in ingresso" definiti da: Australian Standard AS 2913-2000 [12]. L'efficienza di bulbo umido che è possibile raggiungere con l'IntrCool integrando uno stadio indiretto è del 116%.

### Regimi di funzionamento dell'IntrCooll

L'IntrCooll è adattabile a vari regimi di funzionamento, in modo tale da garantire uno stato di benessere termico ed aria pulita per tutte le stagioni dell'anno.

#### Free Cooling

La modalità "free cooling" è utilizzata soprattutto in autunno e in primavera, ovvero in quei periodi dell'anno in cui la temperatura dell'aria esterna è ancora bassa ma la radiazione solare inizia ad essere significativa. In questi contesti IntrCooll introduce aria fresca e pulita dall'esterno contribuendo a perseguire uno stato di comfort termico.

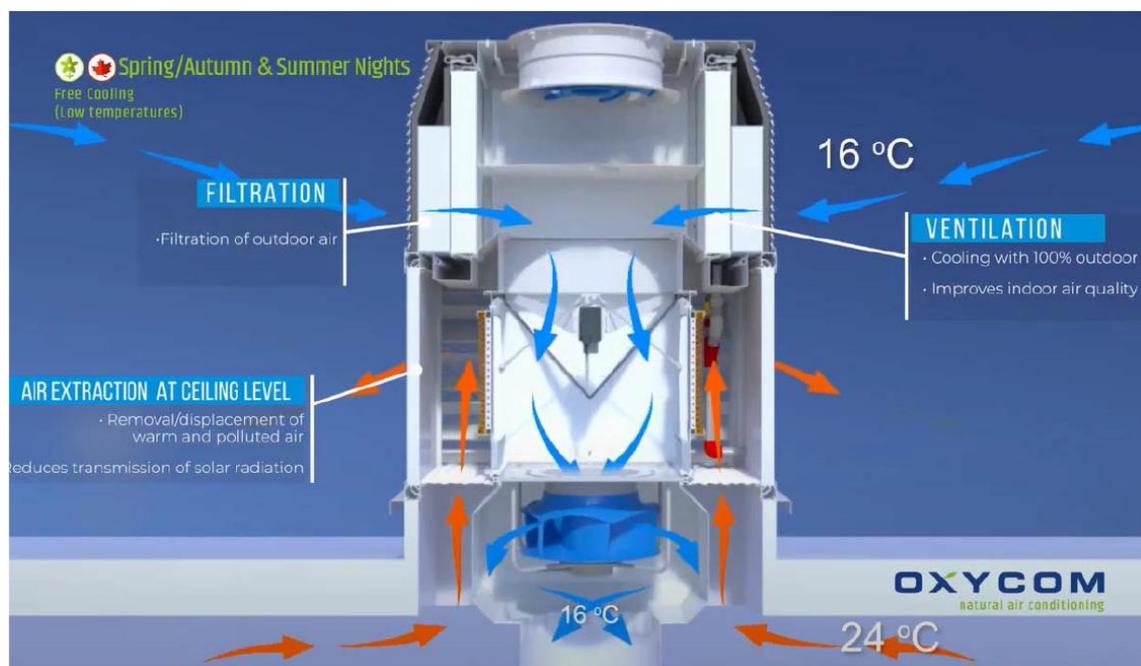


Figura 6 - Sezione IntrCooll, free cooling [10]

Dall'immagine si nota come l'aria esterna (freccie azzurre nella figura) viene filtrata all'ingresso dell'IntrCooll e viene introdotta nell'ambiente da raffreddare grazie al ventilatore, il tutto senza subire variazioni di temperatura e umidità relativa. In questo modo non viene consumata acqua e l'unica spesa è quella riconducibile al consumo di energia elettrica usata dal ventilatore. Contemporaneamente l'aria all'interno del locale e a livello del soffitto (freccie rosse) viene estratta in modo da raggiungere un bilancio termico più favorevole oltre che al fine di attuare un ricambio d'aria.

## Estate moderata

In condizioni climatiche estive non eccessivamente severe (valori medi di temperatura e umidità esterna) l'IntrCool si avvale di uno stadio di raffrescamento evaporativo diretto e adiabatico<sup>11</sup> per raffrescare l'aria esterna. Il pannello Oxyvap viene impregnato con l'acqua dall'alto mentre il flusso d'aria calda esterna attraversa il pannello lateralmente in modo da incrociare il flusso d'acqua facendola evaporare secondo i principi su cui si basa il fenomeno dell'evaporazione già descritti in precedenza.

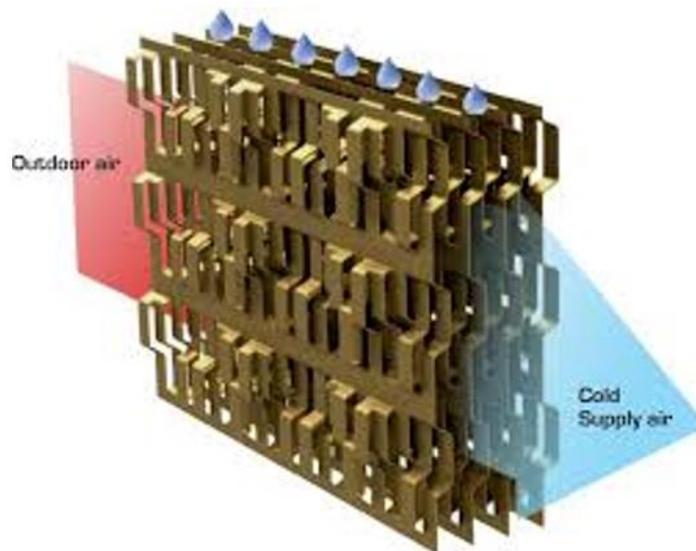


Figura 7 - Pannello evaporativo Oxyvap [10]

In quest'ottica l'alluminio gioca un ruolo fondamentale in quanto essendo un ottimo conduttore di calore, facilita il processo di trasmissione del calore. In questo modo la superficie del pannello da cui è evaporata l'acqua si raffredda, ne segue che il flusso d'aria che attraversa l'Oxyvap ne esce raffreddato ed umidificato. Il flusso d'aria raffreddato ed umidificato viene immesso nell'ambiente che si desidera climatizzare attraverso il ventilatore di cui l'IntrCool è munito.

---

<sup>11</sup> Diretto perché vi è un contatto diretto tra l'aria e l'acqua, adiabatico perché non vi è scambio di calore tra il sistema e l'ambiente esterno.

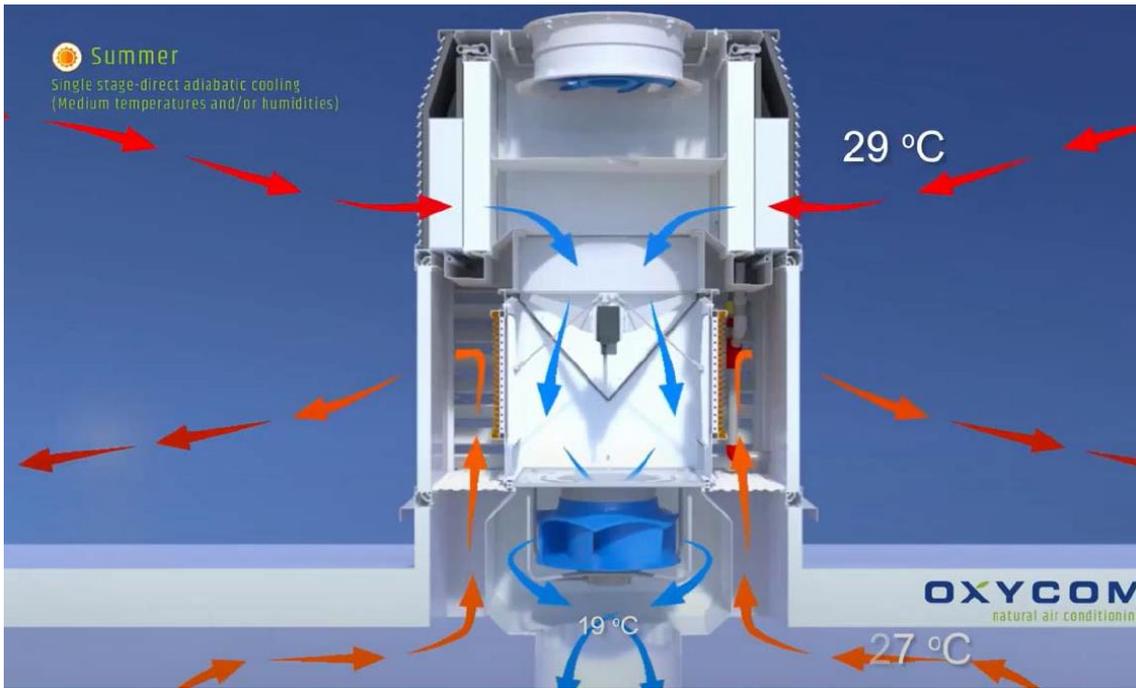


Figura 8 - Sezione IntrCool, estate moderata [10]

Nell'immagine si fornisce uno spaccato della macchina in cui le frecce azzurre rappresentano il percorso e le caratteristiche termo-igrometriche del flusso d'aria dopo lo stadio diretto. Le frecce arancioni rappresentano l'aria calda a soffitto che viene espulsa al di fuori del locale tramite l'IntrCool. [10]

#### Estate torrida

Quando si raggiungono condizioni di temperatura e umidità relativa particolarmente elevate, IntrCool integra uno stadio di raffreddamento indiretto allo stadio diretto.

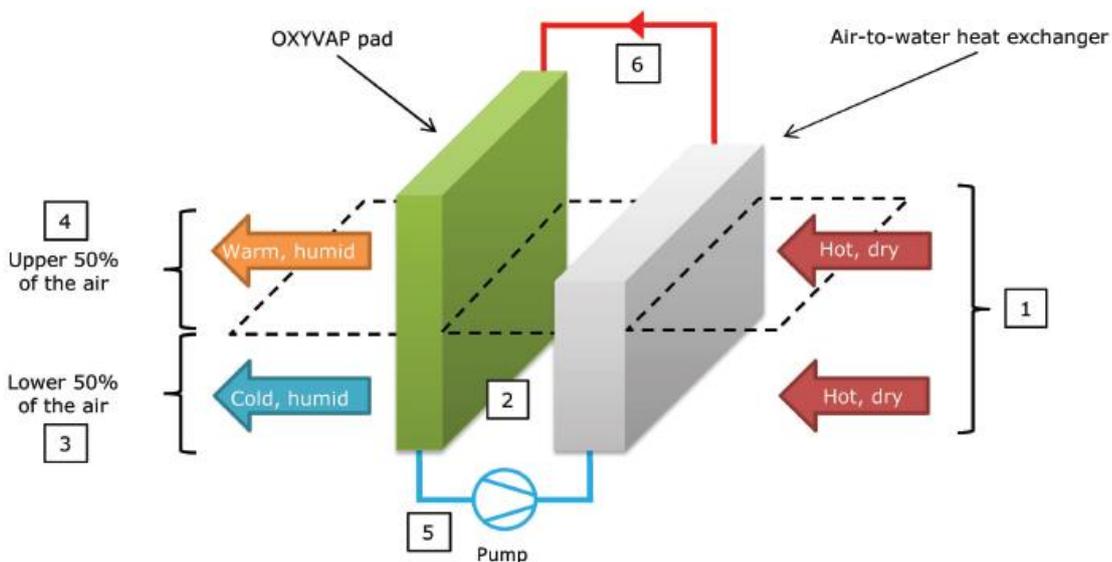


Figura 9 - Schema funzionamento IntrCool, stadio diretto ed indiretto [10]

Lo stadio di raffreddamento indiretto sfrutta il principio secondo il quale lo stadio diretto oltre a raffreddare l'aria esterna verso la sua temperatura di bulbo umido, si rende responsabile anche di un raffreddamento della rimanente acqua non evaporata. L'acqua infatti abbassa la sua temperatura dal momento che è in equilibrio termodinamico con il flusso d'aria che attraversa il pannello evaporativo e che si è portata verso la temperatura di bulbo umido grazie al calore latente che ha fornito all'acqua per evaporare [12]. Inoltre, entrando più nel dettaglio, le molecole che evaporano sono quelle con la maggiore energia cinetica, questo comporta un abbassamento dell'energia cinetica media delle molecole non evaporate, ciò si traduce in un abbassamento della temperatura del liquido non evaporato [13]. Sfruttando questo principio l'acqua fredda derivante dallo stadio diretto viene convogliata verso uno scambiatore<sup>12</sup> di calore acqua-aria con il compito di preraffreddare il flusso di aria esterna entrante nell'IntrCooll. L'acqua uscente dallo scambiatore di calore con una temperatura leggermente più alta (a causa dello scambio di calore con l'aria), viene utilizzata per irrorare nuovamente il pannello evaporativo Oxyvap grazie alla prevalenza fornita dalla pompa di ricircolo, riducendo così il consumo complessivo di acqua. È da notare come l'aria esterna che attraversa il pannello Oxyvap sia soggetta ad un gradiente di temperatura verticale. Infatti, è sì vero che tutta l'aria che attraversa il pannello viene umidificata e si porta verso la propria temperatura di bulbo umido, ma contemporaneamente l'acqua usata per irrorare il pannello cede calore nel tentativo di raggiungere un proprio equilibrio termodinamico con la superficie bagnata del pannello stesso [12]. Da questo ne deriva un flusso d'aria uscente dal pannello evaporativo con un gradiente di temperatura verticale, di cui solo la frazione d'aria inferiore (circa il 50%) è caratterizzata da una entalpia media abbastanza bassa da poter essere introdotta nell'ambiente da raffreddare (flusso azzurro in FIGURA 11), mentre la frazione di aria superiore è caratterizzata da un'alta entalpia media e per questo viene scartata o dirottata per altri utilizzi (flusso blu in FIGURA 11) [12]. Grazie alla combinazione tra uno stadio diretto e uno indiretto si può raggiungere un'efficienza di saturazione del 116%, ovvero si possono raggiungere temperature inferiori a quella del bulbo umido che era in limite, seppur solo teorico, del solo stadio diretto. Un altro vantaggio nell'unire uno stadio indiretto ad uno diretto rispetto al solo stadio diretto, risiede nel fatto che a parità di temperatura dell'aria all'uscita del pannello evaporativo, questa ha un livello di umidità

---

<sup>12</sup> È stato dimostrato da Oxycom che la configurazione ottimale, cioè che presenta il giusto bilanciamento tra costi e performance, si ha con uno scambiatore di calore che ha lo stesso spessore del pannello evaporativo ma un'altezza di soli due terzi dello stesso.

relativa minore dal momento che lo stadio indiretto non comporta un incremento di questa variabile.

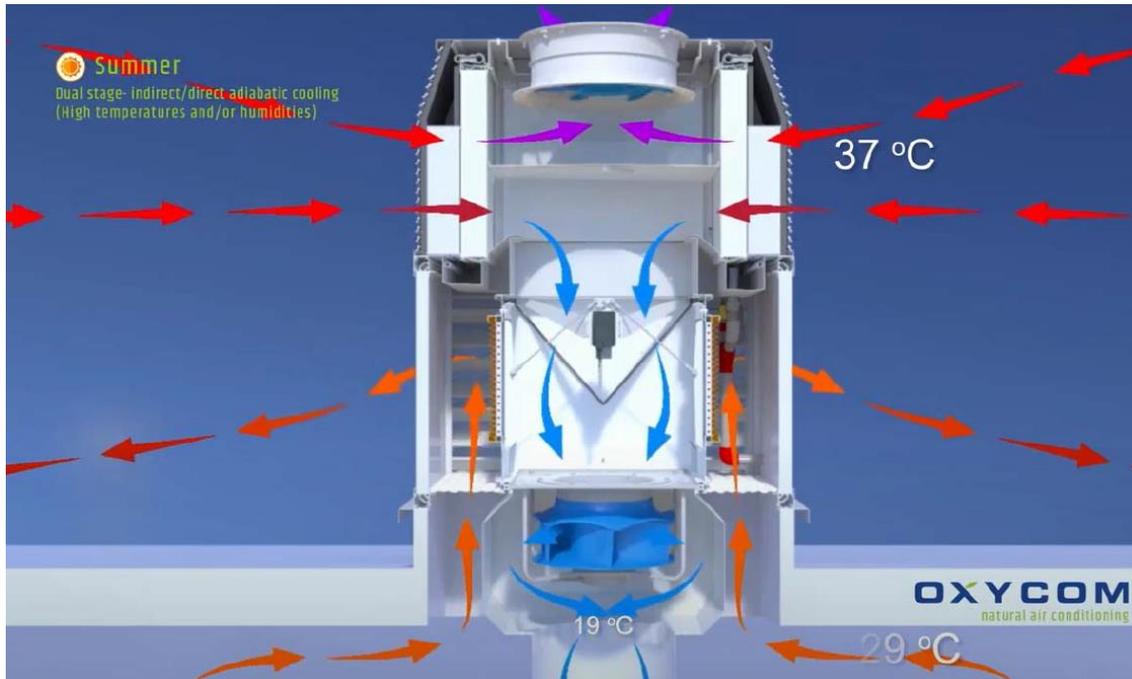


Figura 10 - Sezione IntrCooll estate torrida [10]

Date le condizioni climatiche severe si richiede l'impiego dello stadio indiretto. Il flusso d'aria con un'entalpia troppo alta per poter essere utilizzato (freccie viola) viene espulso nell'ambiente esterno, la restante parte (freccie azzurre) viene introdotta nel locale. Come sempre si attua anche un ricambio d'aria: l'aria calda che si trova a livello del soffitto (freccie arancioni) viene fatta uscire all'esterno grazie all'IntrCooll.

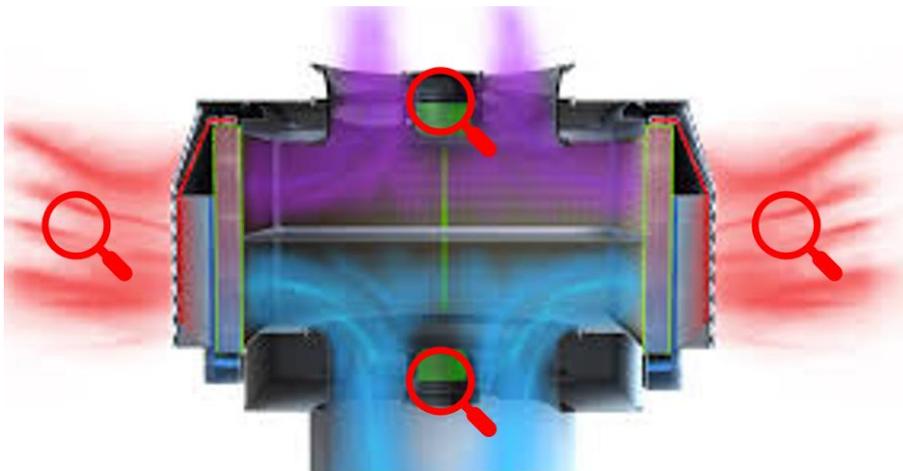


Figura 11 - Piatto divisorio, gradiente verticale temperatura [10]

Nell'immagine si può vedere nel dettaglio il ruolo svolto dal piatto di separazione necessario per gestire il gradiente verticale di temperatura: solo la frazione di flusso inferiore (flusso azzurro) ha l'entalpia giusta per essere immessa nel locale grazie al ventilatore in basso, mentre la restante parte (flusso blu) viene dirottata all'esterno attraverso il ventilatore superiore.

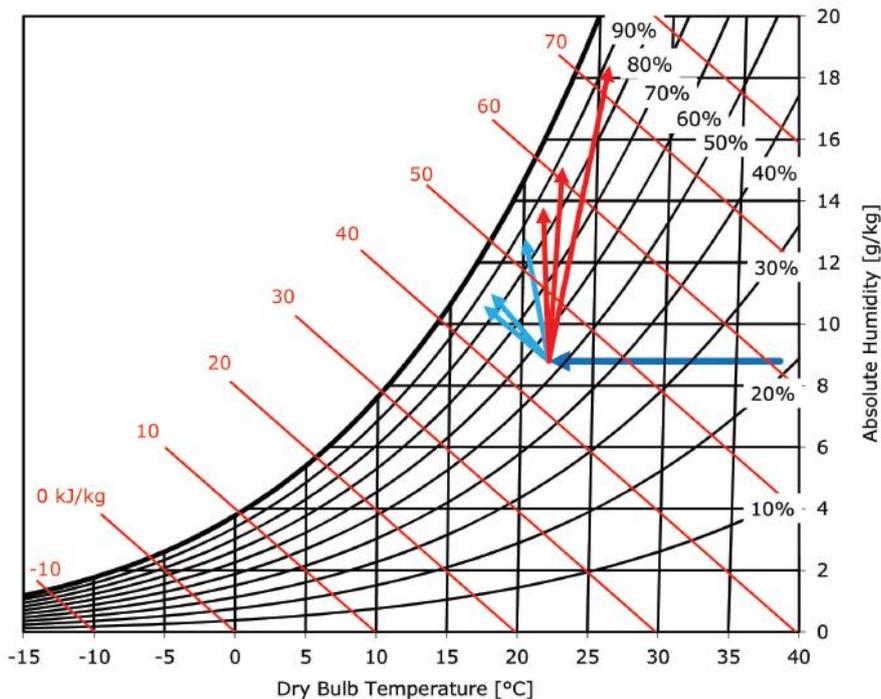


Figura 12- Stadio indiretto e stadio diretto a diversi valori di entalpia media [12]

Nell'immagine sopraripotata la freccia orizzontale blu rappresenta lo stadio indiretto, mentre le restanti frecce rappresentano lo stadio diretto nei vari livelli di entalpia media, di questi solo le frecce azzurre rappresentano dei valori di entalpia media accettabili per adempiere allo scopo del raffrescamento del locale, mentre le frecce rosse rappresentano livelli di entalpia media troppo elevata.

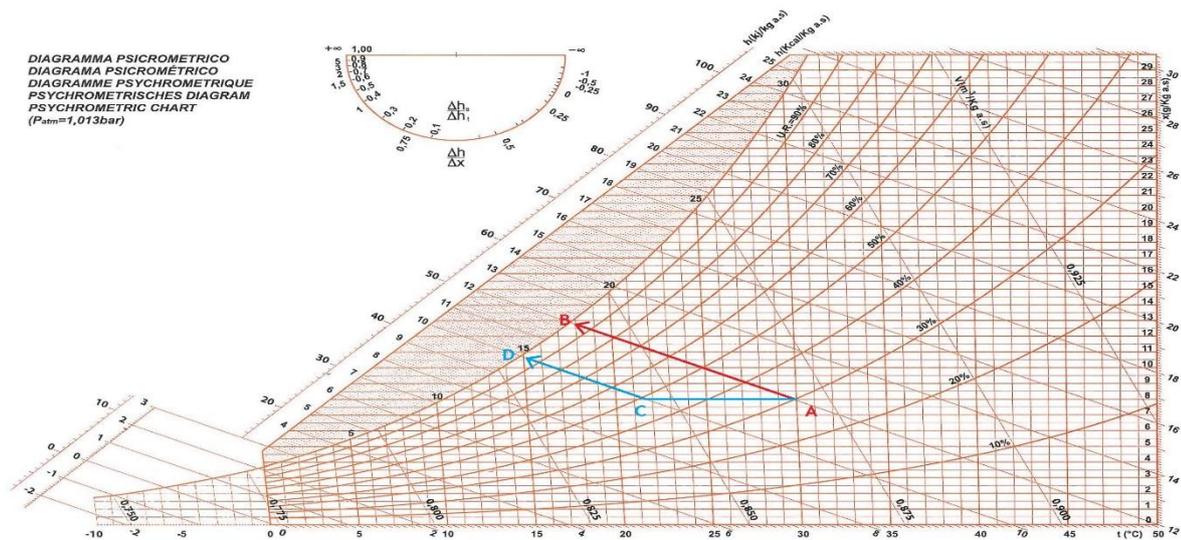


Figura 13 - Diagramma Carrier, trasformazioni stadio diretto ed indiretto [10]

A titolo d'esempio, viene presentato un diagramma psicrometrico Carrier in cui vengono evidenziati gli effetti di uno stadio diretto e indiretto partendo dalle condizioni esterne iniziali di 30°C di temperatura e umidità relativa pari a 30%. Dal diagramma si nota come la somma di uno stadio indiretto (trasformazione A-C) e di uno diretto (trasformazione C-D) porti ad una temperatura di bulbo umido dell'aria più bassa rispetto ad un singolo stadio diretto (trasformazione A-B rossa). Questo comporta che con il doppio stadio si riescono a raggiungere temperature dell'aria più basse oppure, a parità di temperatura, si raggiungono livelli di umidità relativa inferiori rispetto al solo stadio diretto. Dal diagramma si intuisce anche che la temperatura di mandata dell'aria all'interno del locale non è costante ma è funzione della temperatura e l'umidità relativa dell'aria esterna. A causa di ciò, c'è il rischio che in condizioni di temperatura e umidità relativa troppo elevate, gli standard di comfort all'interno del locale non vengano rispettati.

### Differenze tra macchina frigorifera a compressione di fluido refrigerante e raffrescatore evaporativo

Il refrigeratore evaporativo differisce dai classici condizionatori a compressione di vapore poiché, non basando il suo principio di funzionamento sul ciclo frigorifero, non necessita di un fluido frigorifero. Questo si traduce in minori costi di gestione derivanti da un minore utilizzo di energia elettrica, dovendo provvedere alla sola alimentazione di una pompa di ricircolo dell'acqua e di due ventilatori per la movimentazione dell'aria. A questo si aggiunge un minore impatto ambientale dal momento che il fluido necessario al raffreddamento è l'acqua. Un'altra differenza tra le due tecnologie di raffreddamento risiede nella gestione del fluido che subisce il processo di evaporazione. Nel caso del raffreddamento tradizionale il fluido frigorifero che raggiunge lo stato di

vapore attraverso l'evaporatore, si trova in uno sistema sigillato, perciò dopo aver attraversato la valvola di laminazione ed il condensatore, viene compresso nuovamente a discapito dell'utilizzo di energia elettrica e il ciclo frigorifero si ripete. Il reffrescatore evaporativo invece richiede una continua alimentazione di acqua che vada a sopperire al vapore acqueo che viene introdotto nell'ambiente da raffrescare insieme all'aria esterna e che quindi non può essere riutilizzato nei cicli successivi. In questo senso, l'IntrCooll attraverso il suo stadio indiretto, che prevede l'utilizzo dell'acqua non evaporata nello stadio diretto, provvede ad un ulteriore raffreddamento dell'aria diminuendo i consumi di acqua. Va però specificato che il ricircolo dell'acqua non viene generalmente effettuato più di dieci volte in modo da evitare che i depositi di minerali causati dall'evaporazione dell'acqua vadano ad inficiare sulla pulizia del sistema. Detto ciò, anche le tradizionali tecnologie di raffreddamento a compressione di vapore di fluido refrigerante non sono esentate da un consumo d'acqua, bisogna infatti considerare il consumo indiretto di acqua imputabile alle centrali di generazione di energia elettrica. Per meglio chiarire l'idea, si noti come la capacità di raffreddamento di 695 W, corrispondenti all'evaporazione di 1 L/h, richieda da parte delle centrali elettriche il seguente consumo d'acqua <sup>13</sup>:

Fonte energia primaria da cui si ricava energia elettrica	Consumo indiretto di acqua (L/h)
Carbone	0,73
Nucleare	0,79
Petrolio	0,58
Gas naturale	0,58

*Tabella 2-Consumi indiretti di acqua in relazione alle fonti di energia primaria da cui si ricava energia elettrica [14]*

La regolazione è un altro aspetto su cui differiscono le due tecnologie di raffreddamento: nel caso del sistema tradizionale la temperatura di mandata dell'aria è regolata dalla pressione di evaporazione che si impone al fluido frigorifero e può essere scelta a piacere (entro certi limiti che dipendono dalle caratteristiche del fluido stesso), mentre nel caso del raffreddamento evaporativo la temperatura di mandata è funzione delle condizioni di temperatura e umidità relativa esterne, motivo per cui la regolazione viene effettuata agendo sulla portata d'aria immessa nel locale da

<sup>13</sup> Nelle centrali di generazione di energia elettrica l'acqua viene utilizzata con intenti di raffreddamento dei vari processi tecnologici [14]

raffrescare. Un ultimo aspetto su cui vale la pena soffermarsi riguarda l'umidità relativa dell'aria di mandata: decrescente nel caso di raffreddamento a compressione di vapore<sup>14</sup>, crescente nel caso del raffrescamento evaporativo. A questo punto, conoscendo l'effetto dell'umidità che aumenta la temperatura percepita dall'uomo, si potrebbero pensare vani gli sforzi di raffreddare l'aria attraverso l'evaporazione dell'acqua, per fortuna così non è dal momento che non sussiste una relazione lineare di proporzionalità diretta tra l'umidità relativa e la temperatura percepita.

		Umidità dell'aria														
		20%	25%	30%	35%	40%	45%	50%	55%	60%	65%	70%	75%	80%	85%	90%
Temperatura	41	41	43	45	48	51	54									
	39	38	39	41	43	46	49	52	55							
	37	35	36	38	39	41	43	46	49	51	55					
	35	33	34	35	36	37	39	41	43	45	48	50	53			
	33	31	31	32	33	34	35	36	38	40	41	44	46	48	51	54
	31	29	29	30	30	31	32	33	34	35	36	38	39	41	43	45
	29	27	27	28	28	29	29	30	30	31	32	33	34	35	36	37
	27	26	26	26	27	27	27	27	28	28	28	29	29	30	30	31
	25	24	24	24	25	25	25	25	26	26	26	27	27	27	28	28

T percepita	Comfort / percezione fisica
< 27 °C	Buono / nessuna sensazione di disagio
Tra 27 e 32 °C	Sufficiente / lieve sensazione di calore
Tra 33 e 39 °C	Scarso / affaticamento, possibili difficoltà respiratorie
Tra 40 e 54 °C	Decisamente scarso / possibili colpi di calore
Oltre i 54 °C	Pericoloso / forte rischio di colpi di calore

Tabella 3 -

Diagramma di Stedman, relazione tra l'umidità relativa e la temperatura percepita [15]

La tabella sopra riportata è una rappresentazione del diagramma di Stedman che correla la temperatura e dall'umidità relativa ricavandone la temperatura percepita. Dalla tabella si evince come l'umidità relativa incida negativamente sul comfort (temperatura percepita) solo per valori di temperatura superiori ai 27°C, ma siccome il raffrescamento evaporativo viene impiegato generalmente per non superare tale temperatura questo problema non sussiste.

<sup>14</sup> Se la temperatura dell'aria diminuisce, in accordo con il diagramma psicrometrico, sarà minore la quantità di acqua che potrà essere contenuta nell'aria: raggiunto il 100% di umidità relativa, un ulteriore raffreddamento dell'aria sarà accompagnato dalla formazione di condensa. Ciò spiega una deumidificazione dell'aria (diminuzione di g di vapore per kg di aria secca) in concomitanza del suo raffreddamento.

## Parte III

### Definizione capannone di riferimento

#### Generalità

Al fine di attuare un confronto in diverse località italiane in relazione ai consumi e alle emissioni delle due soluzioni impiantistiche di climatizzazione trattate, è fondamentale definire un capannone industriale di riferimento, le cui caratteristiche geometriche, costruttive e operative, rimangano costanti per ogni località. Varieranno invece le condizioni al contorno del capannone, ovvero i valori di temperatura e umidità relativa esterni caratteristici della località di volta in volta trattata, ciò comporterà inevitabilmente una modifica dei carichi termici totali estivi e dell'efficienza di bulbo umido dei pannelli evaporativi dell'IntrCool. Per quanto riguarda la successiva definizione della stratigrafia del capannone industriale, si precisa che i valori di trasmittanza che seguiranno sono stati ricavati tramite una modellazione eseguita per mezzo del software EdilClima.

<b>DATI CAPANNONE</b>	
Temperatura interna	27°C
Numero persone	50
Apporto illuminazione	10 W/m <sup>2</sup>
Apporto apparecchiature	100 W/m <sup>2</sup>
Profilo occupazionale	08:00 - 18:00 al 100%
Orario funzionamento Impianto	06:00 - 18:00

*Tabella 4 - Dati capannone industriale di riferimento*

I dati riportati in tabella 4 sono stati ipotizzati cercando di mantenere valori verosimili. Il contributo al carico termico derivante dalle apparecchiature risulta essere di difficile determinazione dal momento che tale apporto è variabile in funzione del tipo di attività svolta all'interno del capannone e dal tipo di apparecchiature coinvolte.

## Planimetria

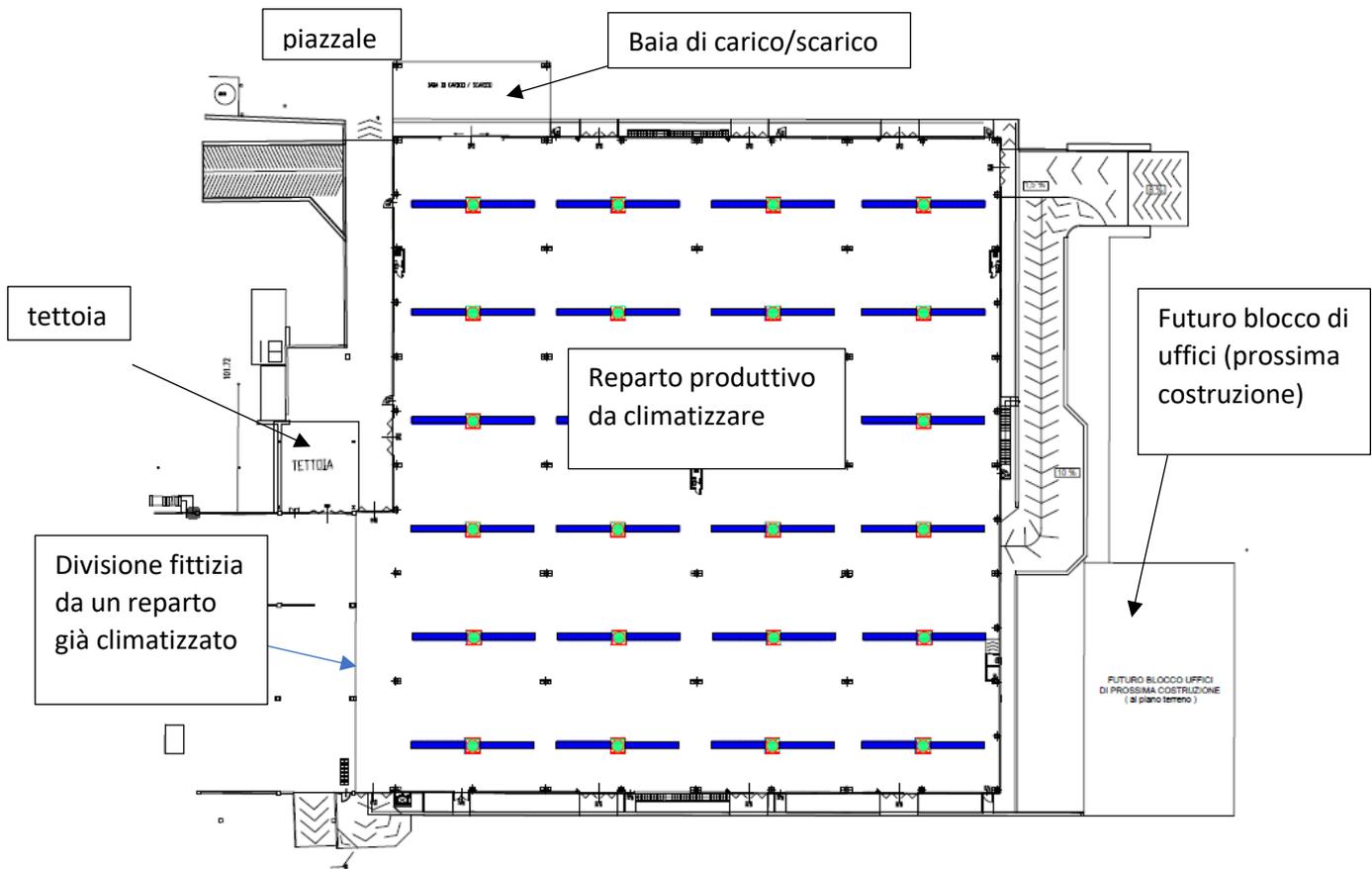


Figura 14 - Planimetria capannone industriale di riferimento

La FIGURA 14 riporta la planimetria del capannone di riferimento su cui verteranno le successive considerazioni. Va precisato che tale planimetria appartiene ad un capannone industriale realmente esistente. La superficie netta da climatizzare del capannone industriale risulta essere di circa  $7260,94 \text{ m}^2$ , mentre il volume netto da climatizzare risulta essere circa  $72609,40 \text{ m}^3$ , a fronte di un'altezza di 10 m. Da notare come il reparto produttivo da climatizzare confina in parte con un secondo ambiente già climatizzato. Tale porzione verrà rappresentata, ai fini del calcolo del carico termico, come una parete non disperdente poiché separa il locale da climatizzare da un locale già climatizzato.

## Stratigrafia

### Parete esterna

Le pareti perimetrali che dividono il capannone industriale di riferimento dall'ambiente esterno sono delle pareti prefabbricate in calcestruzzo dello spessore di 20 cm. Lo strato di polistirolo che le pareti contengono, conferisce alla struttura proprietà di isolamento termico, acustico e di resistenza all'umidità, il tutto garantendo compatibilità con l'ambiente. La trasmittanza della parete esterna così definita è pari a  $U = 0,425 \text{ W/m}^2\text{k}$ .

### *Vetrature sulle pareti perimetrali*

Si tratta di vetrate composte da 7 moduli consecutivi per i lati Nord e Sud, e da 4 o 5 moduli consecutivi per i lati Est e Ovest. Ogni modulo è costituito da una vetrocamera che ha una larghezza di 120 cm e un'altezza di 300 cm, divisa in due parti uguali da un montante orizzontale. La trasmittanza dell'intero modulo (telaio più vetro) è a pari a  $U = 2,220 \text{ W/m}^2\text{K}$ .



*Figura 15 - Esempio di parete perimetrale esterna prefabbricata in calcestruzzo armato con annesse vetrate*

### *Portoni a libro e porte standard*

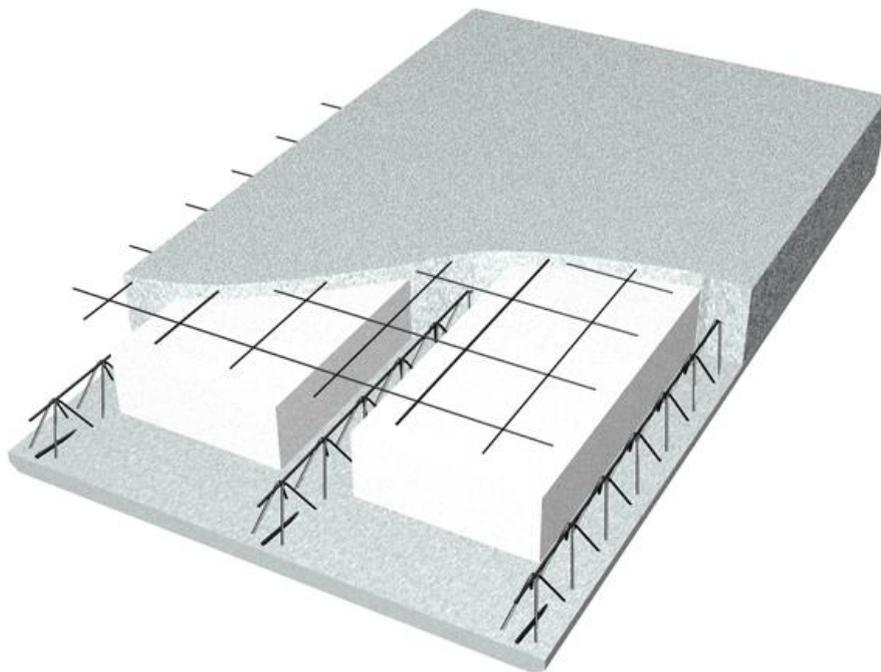
Il capannone è messo in comunicazione con l'ambiente esterno attraverso portoni a libro metallici di altezza 6 m e larghezza 4,8 m. La doppia lamiera preverniciata (7/10mm) ha uno spessore totale di 52 mm e al suo interno contiene una schiuma di poliuretano di densità  $43 \text{ kg/m}^3$ . Il tutto definisce una trasmittanza totale  $U = 2,215 \text{ w/m}^2\text{K}$ . Il capannone dispone anche di normali porte per il transito del personale, esse sono state definite con la stessa stratigrafia dei portoni a libro, pertanto sono caratterizzate dalla stessa trasmittanza. Le dimensioni delle normali porte sono: 80 cm di larghezza per 210 cm di altezza.



*Figura 16 - Esempio di portone a libro e di porta standard per un capannone industriale*

#### *Pavimento*

Trattasi di lastre di tipo “Predalles” di uno spessore di 400 mm, con aggiunta di una pavimentazione in plastica di 10 mm. Le lastre Predalles sono lastre piane in calcestruzzo tralicciate prefabbricate prevalentemente usate nella realizzazione di solai. La trasmittanza totale (lastre Predalles più pavimentazione in plastica) è pari a  $U = 0,133 \text{ w/m}^2\text{K}$ .



*Figura 17 - Spaccato di lastre tralicciate del tipo Predalles in calcestruzzo*

### *Solaio copertura*

Il solaio in copertura è costituito da una struttura a tegolo alare prefabbricata in calcestruzzo contenente una parte finestrata in policarbonato con camera d'aria. La parte di solaio in calcestruzzo è definita da una trasmittanza pari a  $U = 0,390 \text{ w/m}^2\text{K}$ , mentre i 65 lucernari in policarbonato, di lunghezza 10 m e larghezza 1,20 m, sono caratterizzati da una trasmittanza  $U = 2,280 \text{ W/m}^2\text{K}$ .



*Figura 18 - esempio di copertura a tegolo alare con lucernari*

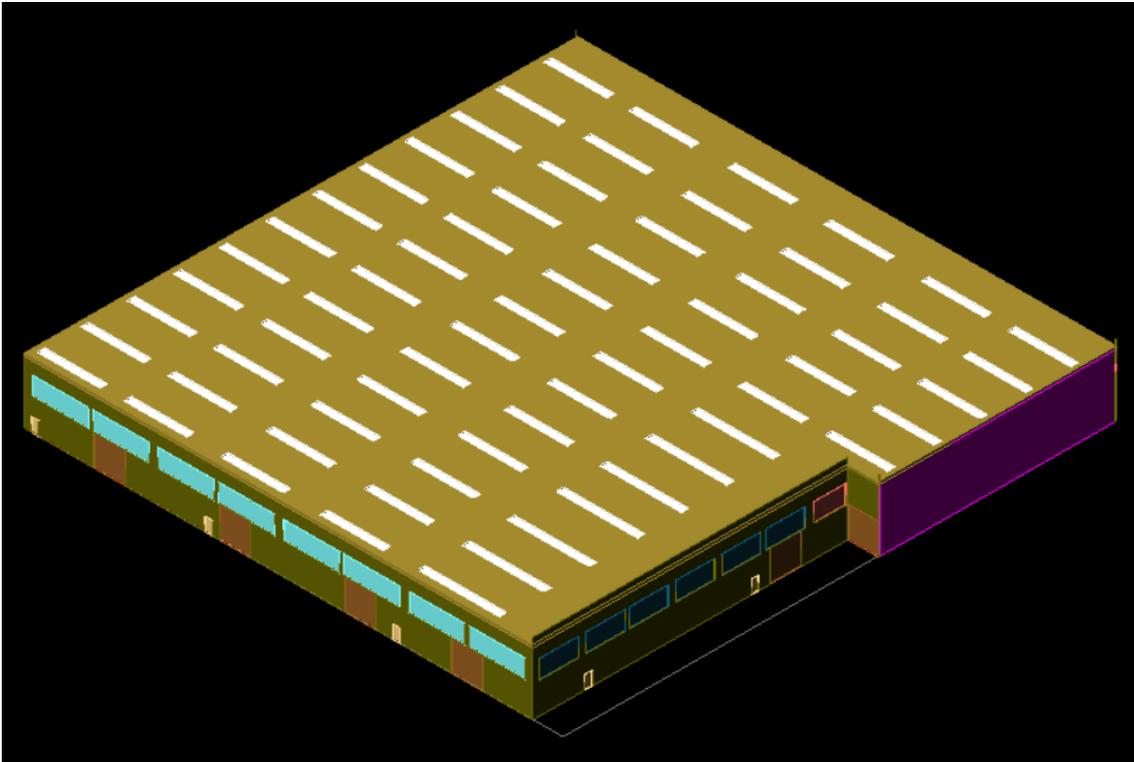
### Visualizzazione 3D

La visualizzazione 3D del capannone industriale è stata ottenuta tramite la funzione “Input grafico” presente nel software EdilClima. In essa si possono riconoscere tutte le superfici vetrate ed opache che caratterizzano l'edificio, tra cui:

- Vetrate sul lato Nord e Sud, ciascuna composta da sette moduli di finestre consecutive (colore azzurro);
- Vetrate sul lato Est e Ovest, ciascuna composta da cinque moduli di finestre consecutive (colore blu);
- Vetrate sul lato Est e Ovest, ciascuna composta da quattro moduli di finestre consecutive (colore rosso);
- Lucernari (colore bianco);
- Portone a libro (colore marrone scuro);
- Porta standard (colore marrone chiaro);

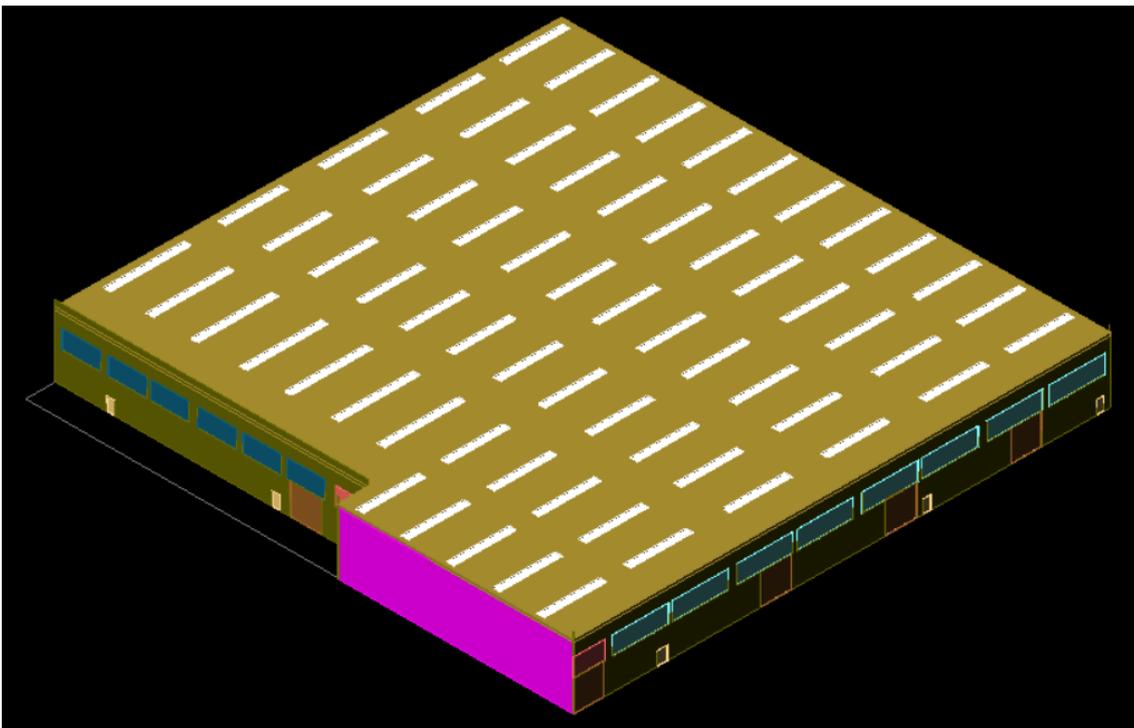
- Parete verticale fittizia che rappresenta la divisione tra il capannone che si intende climatizzare ed un locale adiacente già climatizzato (colore viola).

*Nord Est*



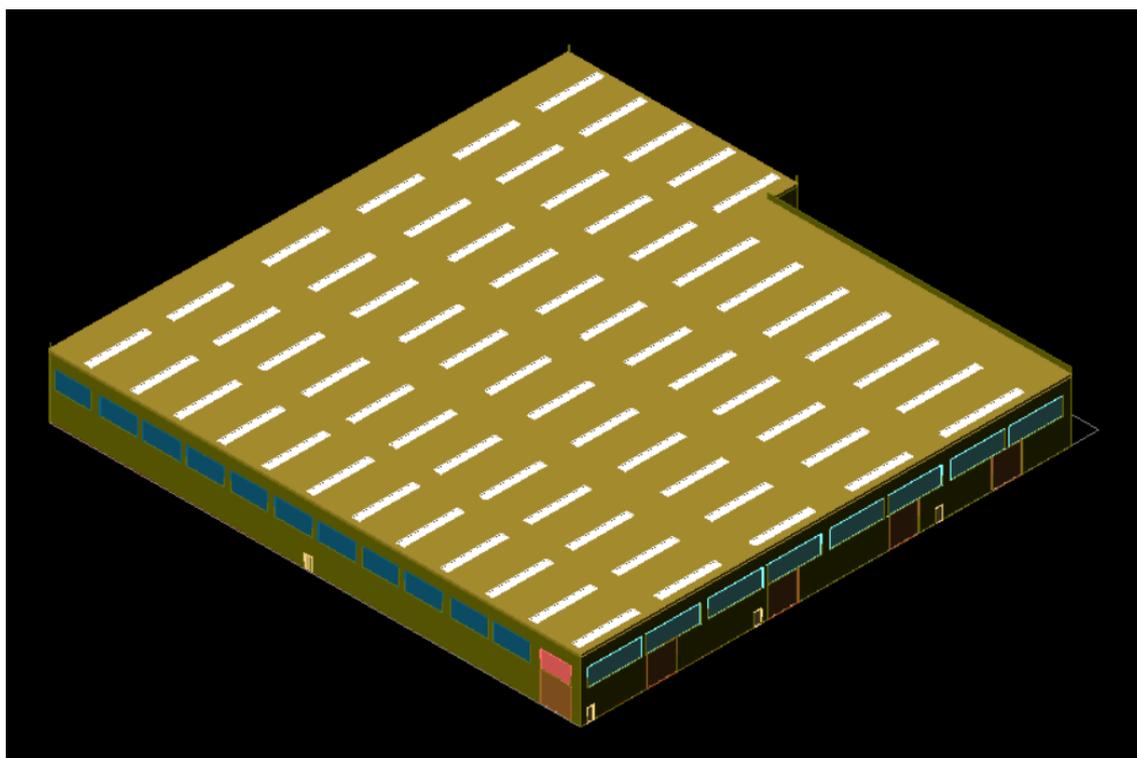
*Figura 19 - Visualizzazione 3D capannone industriale di riferimento, prospettiva nord-est*

*Nord Ovest*



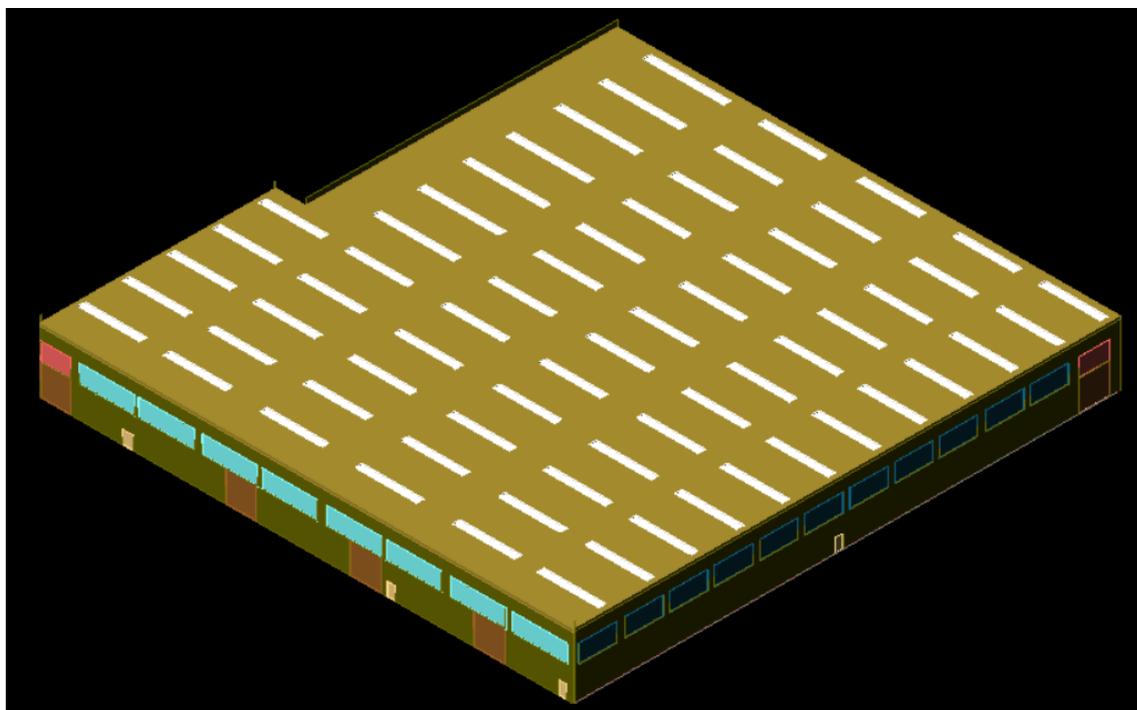
*Figura 20 - Visualizzazione 3D capannone industriale di riferimento, prospettiva nord-ovest*

*Sud Est*



*Figura 21 - Visualizzazione 3D capannone industriale di riferimento, prospettiva sud-est*

*Sud Ovest*



*Figura 22 - Visualizzazione 3D capannone industriale di riferimento, prospettiva sud-ovest*

## Foglio di calcolo "Heat Load calculation v3.40C"

### Generalità

Il calcolo del carico termico è stato effettuato tramite il foglio di calcolo indipendente "Heat Load calculation v3.40C" fornito da Oxycom. Il modello su cui fa affidamento il foglio di calcolo trova automaticamente il comportamento medio del carico termico dipendente dalla temperatura calcolando il carico termico esterno per ogni condizione dell'aria esterna al di sopra di una certa temperatura (che viene fornita dall'utente come input). Il contributo della radiazione solare, sia diretta che indiretta, è calcolato tenendo conto del movimento e dell'orientazione della terra rispetto al sole e gli angoli dei raggi solari rispetto le diverse superfici dell'edificio [16]. La peculiarità del foglio di calcolo è che fornisce come output un carico termico per la temperatura esterna minima e un carico termico per la temperatura esterna massima con cui dovrà lavorare l'IntrCooll. Questi due dati verranno utilizzati come dati di input nel successivo foglio di calcolo usato per il calcolo delle unità di IntrCooll necessarie a garantire uno stato di comfort termo-igrometrico. Infatti, grazie alla costruzione di una retta interpolante i due valori di carico termico trovati in precedenza, verrà stabilito il carico termico per tutte le restanti temperature intermedie in maniera immediata. L'utente è guidato nella compilazione del foglio di calcolo tramite il diverso colore delle celle d'inserimento: il colore verde indica una casella che deve essere compilata con un dato di input, il colore rosso indica una casella che può essere compilata oppure no (nel secondo caso il programma userà un dato di default), il colore blu indica celle contenenti un dato preinserito che sarebbe bene non modificare.

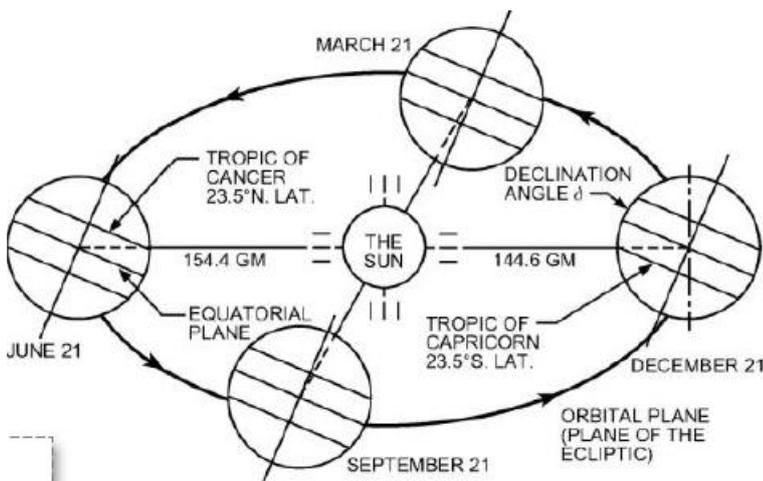


Figura 23 - schema sul movimento e l'orientazione della Terra rispetto al sole utilizzato nel modello di calcolo per il carico termico [16]

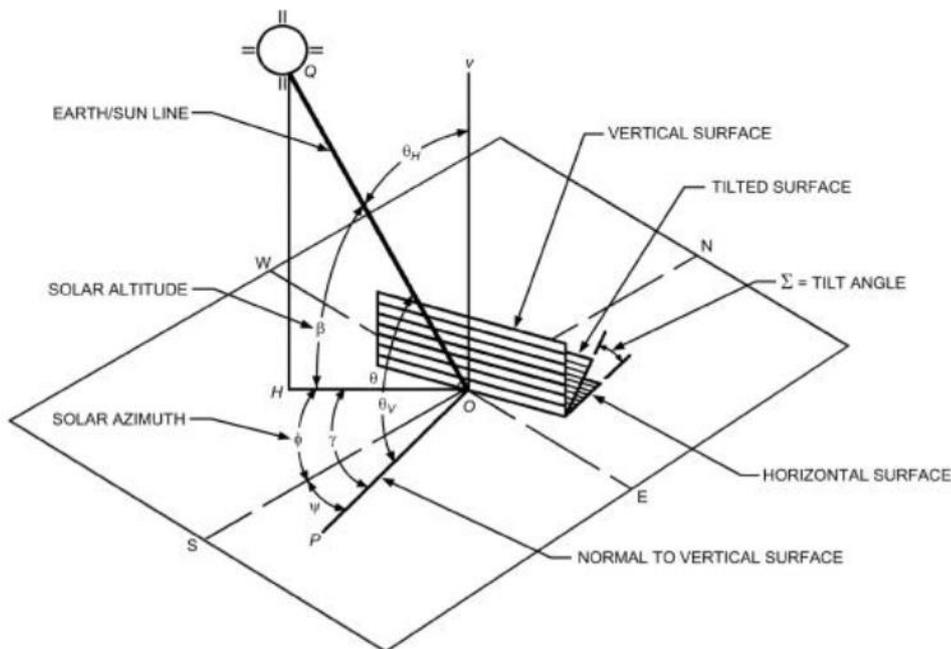


Figura 24 – schema sull’effetto degli angoli dei raggi solari rispetto le diverse superfici dell’edificio utilizzato nel modello di calcolo per il carico termico [16]

## Dati di input

### Weather station data

I primi dati richiesti dal foglio di calcolo sono relativi al clima caratterizzante il luogo in cui è situato il capannone industriale. La compilazione di questa sezione viene eseguita automaticamente selezionando la stazione meteo d’interesse tra quelle disponibili. A tal proposito Oxycom mette a disposizione una serie di dati climatici per diverse località italiane risalenti all’anno 2015.

Weather station data			
Weather station	LIPB		
City	Bolzano		
Country	Italy		
Year	2015	Highest day number	365
Elevation	241 m	Standard air pressure	985 hPa
Latitude	46,47 ° N	(Positive number = Northern hemisphere)	
Longitude	11,33 ° E	(Positive number = Eastern hemisphere)	
Assumed time zone	1	Custom value	1 (Leave empty for assumed value)

Figura 25 - Finestra inserimento dati climatici relativi alla stazione meteo di Bolzano

Il calcolo si basa su un intero anno di rilevazioni climatiche quindi si deve sempre verificare che il campo “Highest day number” sia pari a 365, in caso contrario si è di fronte a una rilevazione incompleta di dati. La pressione atmosferica standard riporta la media della pressione dell’aria associata all’elevazione della stazione climatica in accordo con quanto riportato nel capitolo 1 del: “2017 ASHRAE Handbook – Fundamentals”.

### Weather data selection

Come già detto, i dati climatici inseriti di default riguardano tutte le ore dell’anno e qualora parte di questi dati non sia rilevante ai fine del caso in esame, si può prevedere una selezione dei soli dati che interessano il periodo di raffrescamento al fine di ridurre i tempi di calcolo.

Weather data selection			
Hour begin	6	Daily total	12 hours/day
Hour end	18		
Weekday begin	Monday	Weekly total	5 days/week
Weekday end	Friday		
Month begin	April	Yearly total	7 months/year
Month end	October		
Starting outdoor temperature	23 °C		
Highest outdoor temperature	38 °C		
$\Delta T$ interval	2 K	Lowest T+RH segment	96
$\Delta RH$ interval	20 %	Highest T+RH segment	97

Figura 26 - selezione dei soli dati climatici di interesse ai fini del calcolo del carico termico

L'orario di inizio raffrescamento precede l'orario in cui inizia l'attività lavorativa, viene pertanto impostato alle ore 06:00, mentre l'orario di fine raffrescamento coincide con l'orario in cui termina l'attività lavorativa, ovvero alle ore 18:00. I giorni della settimana interessati dal raffrescamento vanno dal lunedì al venerdì, mentre i mesi dipendono dalla fascia climatica a cui appartiene la città in esame<sup>15</sup>:

- Da aprile ad ottobre per le fasce climatiche C, D, E;
- Da aprile a novembre per la fascia climatica B.

La temperatura esterna con cui coincide la messa in funzione dell'IntrCool è stata impostata a 20°C, mentre la temperatura esterna più alta va ricercata tra quelle registrate durante le rilevazioni meteo. Su queste due temperature sarà calcolato il carico termico esterno in modo da costruire la funzione lineare "temperatura-carico esterno" a cui si è accennato in precedenza.

#### Building parameters

Essenziali ai fini del calcolo del carico termico esterno sono le caratteristiche geometriche e stratigrafiche dell'edificio che si intende raffrescare. Dal momento che nel foglio di calcolo la volumetria dell'edificio può essere definita solamente attraverso tre parametri (lunghezza, larghezza, altezza) si rende necessario dividere in due parti il volume del capannone di riferimento in modo tale che la geometria di ognuna delle due parti sia compatibile con le richieste del foglio di calcolo:

<sup>15</sup> Non esiste un periodo di raffreddamento definito dalle norme, tale periodo è stato quindi definito come il complementare rispetto al periodo di riscaldamento che invece è normato in base alla fascia climatica.

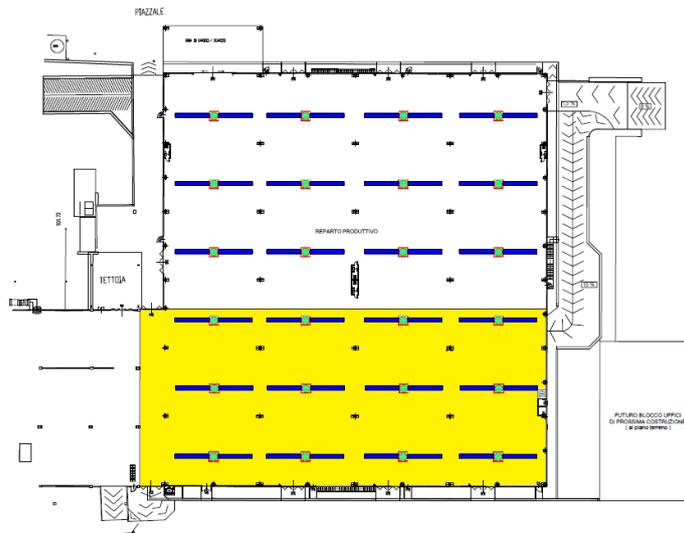


Figura 27 - Identificazione della prima parte del capannone definibile unicamente da una terna di valori (lunghezza- larghezza- altezza)

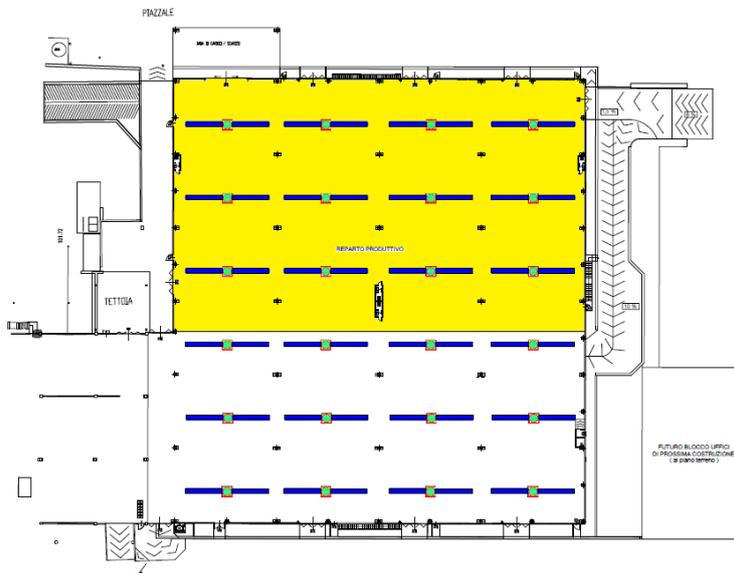


Figura 28 - Identificazione della seconda parte del capannone definibile unicamente da una terna di valori (lunghezza- larghezza- altezza)

Il carico termico esterno totale sarà definito dalla somma dei carichi termici esterni caratterizzanti i due volumi.

Building parameters			
Length	85,65 m	Floor surface	3.220 m <sup>2</sup>
Width	37,6 m	Building volume	33.815 m <sup>3</sup>
Height	10,5 m		
Building type	Europe (-1992)		
R-value roof	2,0 m <sup>2</sup> K/W	Custom value	2,564102564 m <sup>2</sup> K/W
R-value walls	2,0 m <sup>2</sup> K/W	Custom value	2,352941176 m <sup>2</sup> K/W
R-value floor	2,0 m <sup>2</sup> K/W	Custom value	7,518796992 m <sup>2</sup> K/W
U-value windows	2,8 W/(m <sup>2</sup> K)	Custom value	2,25 W/(m <sup>2</sup> K)
U-value skylight	2,8 W/(m <sup>2</sup> K)	Custom value	2,28 W/(m <sup>2</sup> K)
ZTA-value windows	0,7	Custom value	
ZTA-value skylight	0,7	Custom value	
Shading coefficient windows	0,9	Custom value	0,8
Shading coefficient skylight	0,9	Custom value	
Absorption coefficient shell	0,8	Custom value	0,6
Time delay shell	0,5 hours	Custom value	5 hours
Indoor temperature	27 °C		

(Leave empty for default values)

Figura 29 - Finestra di inserimento dei parametri dell'edificio

Per quanto riguarda la resistenza termica delle pareti esterne, del soffitto e del pavimento si sono usati i relativi valori calcolati attraverso il software EdilClima, stesso discorso vale per i valori di trasmittanza delle superfici vetrate. Per i restanti campi riportati nell'immagine precedente, si sono utilizzati i corrispettivi valori di default che corrispondono ad un classico edificio europeo costruito prima del 1992. La temperatura di progetto all'interno del capannone industriale è stata impostata a 27°C.

#### External heat load

In seguito all'inserimento dei dati relativi all'edificio, viene richiesto di definire le singole strutture delimitanti il volume da raffrescare. Nello specifico si richiede di definire l'orientazione, i metri quadri di superficie vetrata (finestre per le pareti verticali, lucernari per il tetto) e di specificare se la superficie in esame è da considerarsi interna od esterna (le superfici interne non contribuiscono al carico termico esterno poiché separano due ambienti climatizzati). A tal proposito, va specificato che in seguito alla divisione del volume del capannone industriale in due parti al fine di ottimizzarne le compatibilità con le richieste del foglio di calcolo, la parete fittizia comune ad entrambi gli ambienti in cui è stato diviso il capannone è da considerarsi interna, così come è da considerarsi interna la parete fittizia ad ovest, che delimita il capannone di riferimento con un altro ambiente già climatizzato. Per quanto riguarda le pareti verticali viene inizialmente richiesto di definire l'orientazione della parete più estesa ("longest wall"), l'orientazione delle altre pareti verrà definita dal programma di conseguenza.

External heat load — Roof					
Orientation	Horizontal				
Total surface area	3220 m <sup>2</sup>				
Glass surface area (21%)	687,5 m <sup>2</sup>	Clear-sky irradiance	535	W/m <sup>2</sup>	
		Solar irradiation	232	kW	
		Convection	17	kW	
Opaque surface area (79%)	2533 m <sup>2</sup>	Clear-sky irradiance	769	W/m <sup>2</sup>	
		Solar irradiation	18	kW	
		Convection	11	kW	

Figura 30 - definizione della superficie di copertura orizzontale

External heat load — Wall #1 (longest wall)					
Orientation	South				
Inner/outer wall	Outer				
Total surface area	899 m <sup>2</sup>				
Glass surface area (26%)	231 m <sup>2</sup>	Clear-sky irradiance	332	W/m <sup>2</sup>	
		Solar irradiation	43	kW	
		Convection	5,7	kW	
Opaque surface area (74%)	668 m <sup>2</sup>	Clear-sky irradiance	579	W/m <sup>2</sup>	
		Solar irradiation	3,9	kW	
		Convection	3,1	kW	

Figura 31 - definizione della superficie verticale più estesa

A titolo di esempio sono state riportate le finestre di inserimento dati relativo alla superficie di copertura orizzontale e ad una sola delle pareti verticali, dal momento che le finestre di inserimento dati delle restanti pareti verticali presentano un'impostazione analoga. Come si vede dalle FIGURE 29 e 30, una volta definita l'orientazione e i metri quadrati di superficie vetrata (celle verdi), nella parte destra delle finestre di inserimento dati vengono riportati i kilowatt da attribuirsi alla convezione e alla radiazione solare diretta e indiretta caratterizzanti la porzione vetrata ed opaca della superficie.

### Internal heat load

Il carico termico interno viene definito in base all'apporto termico delle persone che lavorano all'interno del capannone, al contributo termico dell'illuminazione e delle apparecchiature utilizzate nel luogo di lavoro.

Internal heat load			
Number of people	25	Heat from people	3,1 kW
Lighting density	10 W/m <sup>2</sup>	Heat from lighting	32 kW
Equipment	322 kW	Heat from equipment	322 kW
Utilization	100 %		
Simultaneousness	100 %		

Figura 32 - definizione del carico termico interno del capannone industriale

Si è ipotizzato un contributo dell'illuminazione pari a 10 W/m<sup>2</sup>, un contributo delle apparecchiature pari a 100 w/m<sup>2</sup> ed un numero complessivo di 50 dipendenti. Per quanto riguarda il contributo delle apparecchiature, esso è stato ipotizzato con un coefficiente di utilizzo e di contemporaneità del 100%.

### Output

Il foglio di calcolo restituisce come output il valore del carico termico interno e i valori del carico termico esterno alle due diverse temperature preimpostate. Questi dati verranno utilizzati successivamente nel foglio di calcolo "IntrCooll Applied Performance v3.44c (summer)" per definire il numero di unità di IntrCooll necessarie a garantire uno stato di comfort termo-igrometrico e per effettuare un confronto dal punto di vista dei consumi e dell'impatto ambientale rispetto alla tradizionale tecnologia di raffreddamento a compressione di vapore di fluido refrigerante.

Results (input for other calculation models marked in green)			
Internal heat load	111,0 W/m <sup>2</sup> =	357,3 kW	
External heat load	150,6 W/m <sup>2</sup> =	485,0 kW @	38 °C
	134,3 W/m <sup>2</sup> =	432,5 kW @	23 °C

Figura 33 - finestra riepilogativa dei risultati ottenuti come output

I valori di output che saranno usati nel foglio di calcolo successivo sono quelli contenuti nelle celle evidenziate in verde.

Viene di seguito rappresentata una tabella riepilogativa del carico termico interno, esterno e totale del capannone industriale di prova riferito ad ognuna delle 21 città italiane scelte per l'analisi. A tale scopo, si è cercato di selezionare un alto numero di città distribuite lungo tutta la penisola italiana in modo da avere una visione il più completa possibile riguardo l'efficacia della tecnologia di raffrescamento evaporativa rispetto a diverse condizioni metereologiche.

Place	Climatic Zone	External Heat Load [kW]	External Heat Load Density [W/m <sup>2</sup> ]	Internal Heat Load [kW]	Internal Heat Load Density [kW/m <sup>2</sup> ]	Total Heat Load [kW]	Temperature [°C]
Bolzano	F	652,5	89,86	804,9	0,11	1457,4	38
		355,3	48,93			1160,2	20
Torino	E	648,1	89,26	804,9	0,11	1453	36
		351,9	48,46			1156,8	20
Venezia	E	614,1	84,58	804,9	0,11	1419	35
		336,23	46,31			1141,13	20
Genova	D	711	97,92	804,9	0,11	1515,9	38
		284,6	39,20			1089,5	20
Bologna	E	664	91,45	804,9	0,11	1468,9	38
		323,2	44,51			1128,1	20
Pisa	D	669,9	92,26	804,9	0,11	1474,8	34
		312,6	43,05			1117,5	20
Rimini	E	615,3	84,74	804,9	0,11	1420,2	35
		302,2	41,62			1107,1	20
Falconara (AN)	D	669,2	92,16	804,9	0,11	1474,1	38
		328,6	45,26			1133,5	20
Grosseto	D	694,8	95,69	804,9	0,11	1499,7	38
		298,8	41,15			1103,7	20
Pescara	D	687,2	94,64	804,9	0,11	1492,1	40
		341,3	47,00			1146,2	20
Latina	C	658	90,62	804,9	0,11	1462,9	37
		317,4	43,71			1122,3	20
Olbia	C	673,5	92,76	804,9	0,11	1478,4	37
		285,9	39,38			1090,8	20
Amendola (FG)	D	664,2	91,48	804,9	0,11	1469,1	40
		335,9	46,26			1140,8	20
Napoli	C	690,4	95,08	804,9	0,11	1495,3	38
		286,5	39,46			1091,4	20
Marina di Ginosa (TA)	D	706,6	97,32	804,9	0,11	1511,5	41
		308,2	42,45			1113,1	20
Lecce	C	647,8	89,22	804,9	0,11	1452,7	39
		323,9	44,61			1128,8	20
Cagliari	C	752,41	103,62	804,9	0,11	1557,31	39
		282,45	38,90			1087,35	20
Crotone	B	603,3	83,09	804,9	0,11	1408,2	37
		359,7	49,54			1164,6	20
Reggio Calabria	B	619,8	85,36	804,9	0,11	1424,7	36
		272,1	37,47			1077	20
Palermo	B	597,1	82,23	804,9	0,11	1402	35
		291,9	40,20			1096,8	20
Gela	B	539,3	74,27	804,9	0,11	1344,2	32
		307,6	42,36			1112,5	20

Tabella 5 -

Tabella riepilogativa riportante il carico termico interno ed esterno per le diverse località in esame

Il foglio di calcolo, come è stato detto in precedenza, fornisce il carico termico per due valori estremi di temperatura: la minima è stata fissata per tutte le città a 20 °C, mentre la massima varia da città in città in base alle rilevazioni meteo effettuate dalle stazioni climatiche nell'anno 2015, ed è riportata, per ogni città, nell'ultima colonna. Il carico termico totale è definito dalla somma del carico interno (persone, illuminazione ed apparecchiature) e del carico esterno (irraggiamento, convezione). Il primo contributo è definito da un valore costante perché si assume che i parametri che contribuiscono alla sua determinazione (il numero dei lavoratori, la percentuale di utilizzo dell'illuminazione e delle apparecchiature elettriche) non varino nell'arco della giornata e per le varie città. Per quanto riguarda il carico termico esterno, esso è per forza di cose variabile sia per le diverse località, sia nell'arco della giornata di una stessa città poiché risente della variabilità delle condizioni climatiche.

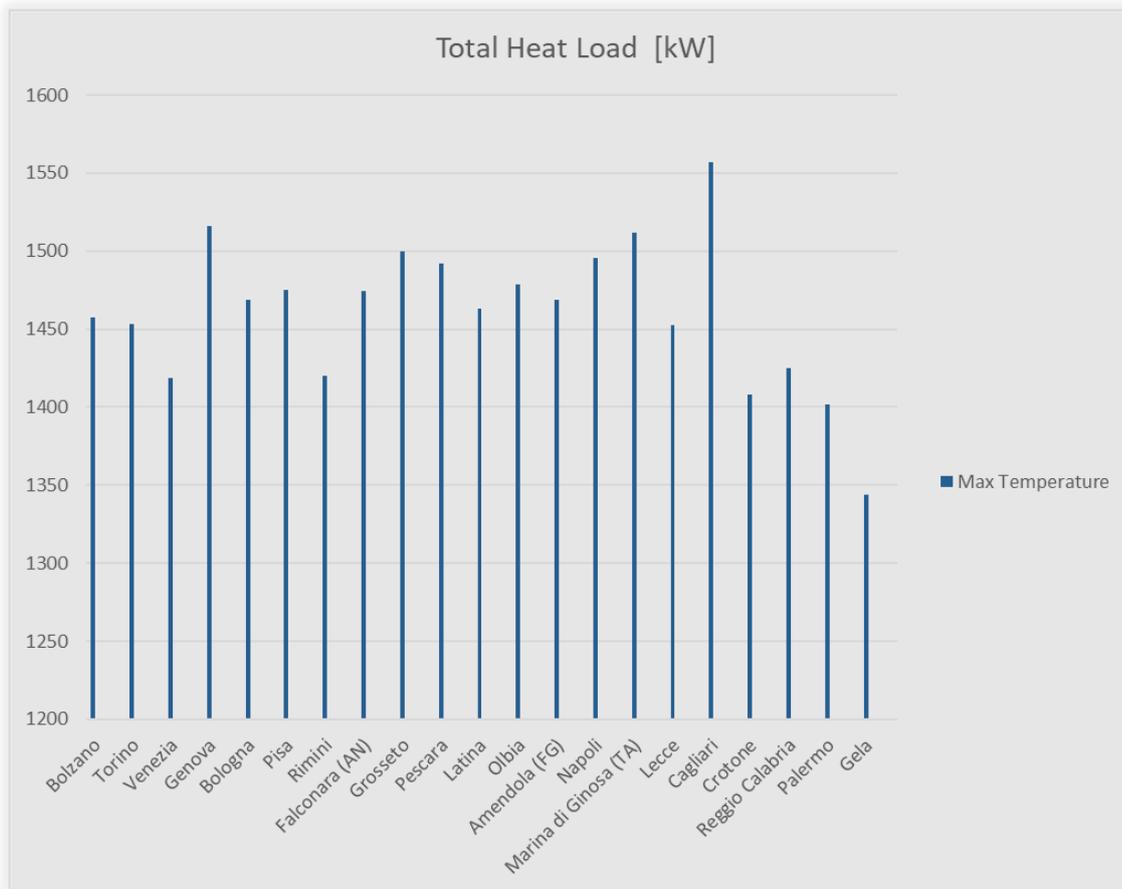


Figura 34 - Istogramma rappresentante il carico termico totale delle diverse località in esame

Il grafico a barre soprastante riassume sinteticamente il carico termico totale per le diverse località italiane. Il carico termico varia, all'interno della penisola, da un minimo di 1112 kW (Gela), ad un massimo di 1557 kW (Cagliari). Nello specifico, si fa riferimento al carico termico nelle condizioni di massima temperatura dell'ambiente esterno (tale temperatura è differente per ogni località). Il valore del carico termico interno ed esterno per unità di superficie del capannone di ogni città verrà successivamente utilizzato come dato di input in un secondo foglio di calcolo chiamato "IntrCooll Applied Performance v3.44c(summer)" ai fini della determinazione del numero delle unità di IntrCooll necessarie per raffrescare il capannone industriale.

### Foglio di calcolo "IntrCooll Applied Performance v3.44c(summer)"

#### Generalità

Si tratta di un foglio di calcolo indipendente scritto secondo le specifiche di IntrCooll e i cui calcoli si basano sugli standard ISO e ASHREA. Grazie ad una serie di dati di input, tra cui le caratteristiche climatiche del luogo dove si intende utilizzare l'IntrCooll, le caratteristiche geometriche dell'edificio e il carico termico che lo riguarda, il foglio di calcolo permette di calcolare il numero delle unità di macchine evaporative necessarie a garantire uno stato di comfort termo-igrometrico. Oltre a ciò, viene fornita anche una disamina sui consumi di energia elettrica e di acqua, permettendo così di avanzare un confronto con la controparte rappresentata dalla macchina frigorifera tradizionale a compressione di vapore di fluido refrigerante. Il foglio di calcolo presenta un'interfaccia semplice ed

intuitiva che guida l'utente verso il risultato finale attraverso vari step. In ogni step le celle sono evidenziate con colori diversi a seconda che siano:

- celle in cui i dati devono essere inseriti dall'utente (colore verde);
- celle che fanno riferimento a dati di default e che potrebbero essere lasciate vuote, venendo compilate solo nel caso in cui si desideri sostituire i dati di default con dati specificati dell'utente (colore rosso);
- celle che contengono dati di default che è meglio non modificare poiché rappresentano il giusto compromesso tra tempi computazionali e precisione dei dati (colore blu).

## Dati di input

### *Weather data station*

Per poter calcolare il numero di unità di raffrescamento necessarie a far fronte al carico termico, è indispensabile possedere un set di dati climatici adeguato. Il primo passo che si deve attuare è pertanto quello di importare i dati climatici relativi al luogo in cui è situato il capannone industriale. A tale scopo, Oxycom dispone di dati annuali di stazioni climatiche appartenenti a diverse località italiane ed aggiornati all'anno 2015. I dati climatici in esame riportano: stazione climatica, città e paese a cui si fa riferimento, data ed ora della misura, altitudine, temperatura (°C), umidità relativa (%) e pressione atmosferica standard (mbar) rilevata. Selezionata la località d'interesse verrà compilata in automatico la sezione del foglio di calcolo riportante i dati relativi alla stazione climatica nella misura in cui sono stati prima definiti.

Weather station data			
Weather station	LIPB		
City	Bolzano		
Country	Italy		
Year	2015	Highest day number	365
Elevation	241 m	Standard atmospheric pressure	985 hPa

Figura 35 - finestra di inserimento dati climatici, città di Bolzano

Il massimo numero di giorni riportato in figura ha valore solo indicativo poiché serve a verificare che la completezza e l'estensione temporale dei dati climatici e non ha ripercussioni sui calcoli condotti dal software. Per pressione atmosferica standard si intende quella pressione definita come la media della pressione dell'aria associata all'elevazione della stazione climatica in accordo con quanto riportato nel capitolo 1 del: "2017 ASHRAE Handbook – Fundamentals" [17].

### *Weather data selection*

Il software suddivide l'intero set di dati climatici in intervalli di temperatura dell'ampiezza di 2°C ed in intervalli di umidità relativa dell'ampiezza del 20%, in questo modo si crea una casistica di combinazioni di intervalli di temperatura e umidità relativa abbastanza ampia da poter definire opportunamente ogni condizione climatica esterna ma non troppo ampia da richiedere un tempo computazionale eccessivo utilizzando il foglio di calcolo in esame. Al fine di compiere un'ulteriore ottimizzazione dei tempi di calcolo, il programma consente di filtrare i soli dati climatici d'interesse che sono funzione dell'attività lavorativa svolta all'interno del capannone, viene quindi richiesto di specificare:

- la temperatura esterna in cui la macchina deve iniziare a funzionare;

- ora di inizio e fine funzionamento della macchina;
- giorno della settimana di inizio e fine funzionamento della macchina;
- mese dell'anno di inizio e fine funzionamento della macchina.

Weather data selection			
Starting outdoor temperature	20 °C	Highest temperature	38 °C
Hour begin	6	Daily total	12 hours/day
Hour end	18		
Weekday begin	Monday	Weekly total	5 days/week
Weekday end	Friday		
Month begin	April	Yearly total	7 months/year
Month end	October		
ΔT interval	2 K	Lowest T+RH segment	51
ΔRH interval	20 %	Highest T+RH segment	97

Figura 36 - Selezione dei dati climatici di interesse

Si ricorda che per ogni città esaminata si è impostato l'orario di inizio funzionamento dell'impianto alle ore 6:00 e di fine funzionamento alle ore 18:00, per ogni giorno della settimana dal lunedì al venerdì e si è scelto di non considerare i dati climatici al di sotto dei 20°C poiché non rilevanti al fine del caso di studio. I mesi dell'anno di interesse sono invece funzione della fascia climatica a cui appartiene la città in esame. Sulla parte destra della finestra di inserimento dati si può vedere come il software riassume i dati che sono stati inseriti come input, oltre a fornire dei dati a puro titolo informativo come ad esempio la temperatura più alta registrata nella località d'interesse, durante il periodo d'interesse.

#### Building parameters

In questa sezione è necessario indicare: i dati geometrici dell'edificio (superficie e volume) e il valore del carico termico totale, definito come somma del carico interno ed esterno. Il carico termico interno è definito come un valore costante ed è funzione dei macchinari utilizzati all'interno del capannone, delle persone e dell'illuminazione, mentre il carico termico esterno è funzione della radiazione solare diretta ed indiretta oltre che della differenza di temperatura tra l'ambiente interno ed esterno. A tal proposito, il carico termico esterno, per come è impostato il foglio di calcolo usato, deve essere specificato per due valori diversi di temperatura esterna e si assume che esso vari linearmente tra questi due valori.

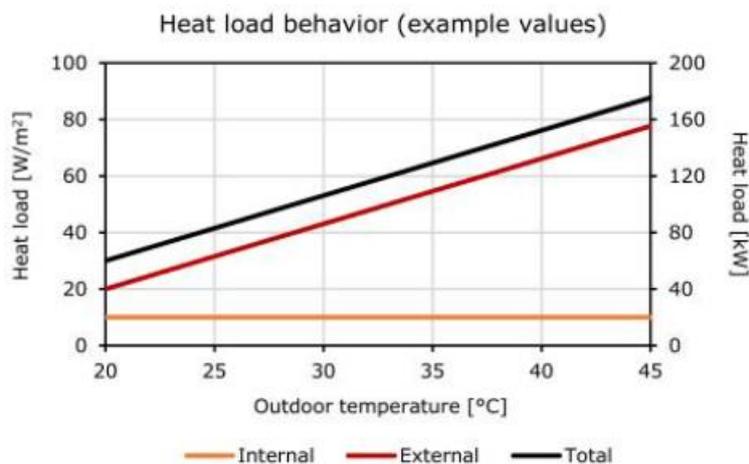


Figura 37 - esempio di relazione lineare tra il carico termico e la temperatura esterna [17]

Dall'immagine si evince la dipendenza lineare del carico termico totale rispetto alla temperatura esterna, questo permette al software di definire in maniera rapida il carico termico totale per ogni temperatura esterna riscontrabile nella località d'interesse.

Building parameters			
Width	72,6094 m	Floor surface	7.261 m <sup>2</sup>
Length	100 m	Building volume	76.240 m <sup>3</sup>
Height	10,5 m		
Internal heat load	111 W/m <sup>2</sup>		804,9 kW
External heat load	90 W/m <sup>2</sup>		652,5 kW @ 38 °C
	49 W/m <sup>2</sup>		355,3 kW @ 20 °C

Figura 38 - parametri del capannone industriale di riferimento

Dall'immagine si nota come il foglio di calcolo utilizzi i parametri geometrici dell'edificio per calcolarne il volume, questo è il vero dato che poi verrà utilizzato dal software per le considerazioni che seguiranno. Da quanto detto si intuisce che qualora l'edificio in esame presenti una geometria che non sia assimilabile ad un parallelepipedo e quindi non definibile attraverso la terna di valori (lunghezza x larghezza x altezza), la strada da seguire è quella di riportare il valore corretto dell'altezza dell'edificio e di definire una larghezza ed una lunghezza fittizie che, combinate insieme, siano rappresentative del volume reale dell'edificio. Il motivo per cui è bene inserire un valore dell'altezza reale è perché questo valore verrà successivamente utilizzato per definire la zona occupata dell'edificio.

#### Indoor environment

Di un ulteriore serie di dati che devono essere forniti per meglio definire l'ambiente interno dell'edificio fanno parte:

- altezza zona occupata: si tratta della zona realmente occupata dalle persone (m);

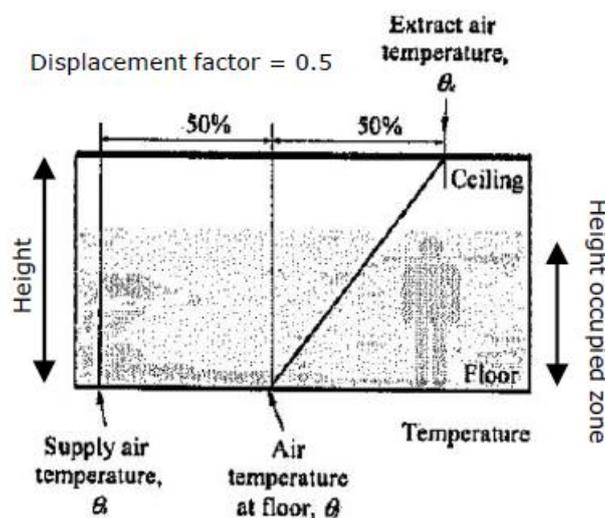


Figura 39 - schema altezza zona occupata [17]

Come si evince dalla FIGURA 39 l'altezza occupata è inferiore all'altezza totale dell'ambiente e la temperatura dell'aria immessa cresce linearmente al crescere della distanza dal pavimento (un displacement factor di 0,5 indica che l'aria fresca viene immessa al livello del pavimento).

- temperatura zona occupata: è la temperatura che si desidera avere nella zona occupata;

- fattore di dislocamento: descrive con quale comportamento l'aria calda si sposta verso la parte superiore della zona climatizzata (ovvero della zona occupata). Esso assume valore uguale a 0,5 se l'aria fresca è immessa a livello del pavimento (ciò comporta una stratificazione dell'aria all'interno dell'ambiente); assume valore pari a 0,65 se l'aria viene fornita dall'alto, mentre assume valore 1 se si è in presenza di una ventilazione mista che comporta una temperatura uniforme da pavimento a soffitto (assenza di stratificazione).
- Massima velocità dell'aria all'interno del locale: tiene conto del fatto che se l'aria ha una velocità superiore a 0,1 m/s allora la temperatura percepita sarà inferiore, in accordo con quanto dichiarato da ASHRAE standard 55/ISO 7730.

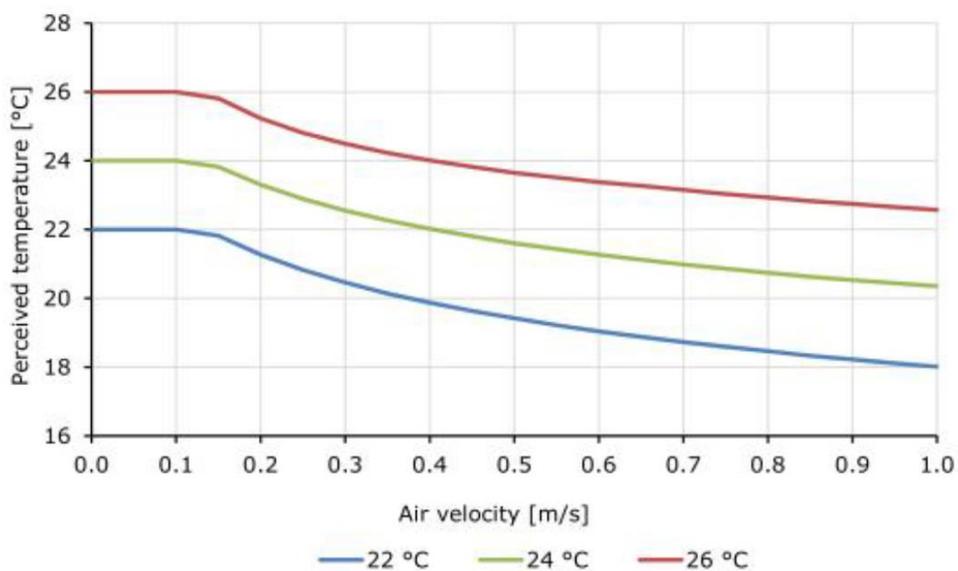


Figura 40 - temperatura percepita in funzione della velocità dell'aria

- Allowed exceedance time: esprime il numero di ore in cui viene reputato accettabile un superamento della temperatura percepita nella zona occupata impostata come set-point. Questo viene previsto in modo da scongiurare quei casi in cui si richiedano ulteriori unità di IntrCool solo a causa del mancato conseguimento del comfort termico per poche ore all'anno.

Indoor environment		
Height occupied zone	2 m	
Temperature occupied zone	27 °C	
Displacement factor	0,65	(0,5=air supplied at floor level, 0,65=air supplied from above, 1=mixed ventilation)
Maximum indoor air velocity	0,4 m/s	(Air moving above 0,1 m/s velocity is perceived cooler than it actually is)
Allowed exceedance time	3 %	Outdoor wet bulb above 27 °C 0,0 %

Figura 41 - finestra di inserimento dati relativi all'ambiente da raffrescare

I dati descrittivi l'ambiente interno del capannone industriale sono costanti per ogni città studiata, nello specifico si è scelto: un'altezza della zona occupata pari a 2 metri, una temperatura della zona occupata pari a 27°C, un displacement factor pari a 0,65 (aria immessa dall'alto), massima velocità

dell'aria ammessa pari a 0,4m/s e un tempo in cui è permesso superare la temperatura interna di progetto pari al 3% del periodo totale di raffrescamento.

### Configuration

In questa sezione viene richiesto se procedere con il calcolo considerando la versione standard di IntrCooll (che permette di elaborare 6000 m<sup>3</sup>/h d'aria) o la versione Plus (che permette di elaborare 14000 m<sup>3</sup>/h d'aria). È possibile imporre un numero minimo o massimo di unità utilizzabili per il raffrescamento (questo dato viene inserito come input al posto del "allowed exceedance time") e la loro portata d'aria d'immissione. Se non specificati, questi campi verranno definiti automaticamente dal software in funzione del carico termico totale ed in modo da limitare i consumi di acqua ed elettricità (le rispettive celle sono evidenziate con il colore rosso). È possibile prevedere la presenza di ulteriori componenti ad espansione diretta, e la corrispettiva temperatura d'immissione dell'aria, che si integrano all'IntrCooll (DX additional cooling) permettendo di abbassare ulteriormente la temperatura dell'aria. Questi vengono previsti ad esempio nel caso in cui si sia impostato un "allowed exceedance time" uguale a zero e non si voglia eccedere nel numero di unità di IntrCooll.

Configuration			
Unit type	IntrCooll Plus	Minimum recommended roof area per unit (Leave empty for automatic calculation)	177 m <sup>2</sup>
Minimum number of units		Maximum recommended number of units	41
Maximum number of units		Fixed supply airflow per unit	m <sup>3</sup> /h
Fixed supply airflow per unit		Start cooling above	°C
Start cooling above		Additional DX cooling	No
Additional DX cooling			(Separate component, not a part of the IntrCooll)

Figura 42 - configurazione dell'impianto di raffrescamento

Per ogni città oggetto d'indagine si è scelto di studiare il fenomeno con una versione di IntraCooll Plus, senza imporne un numero minimo o massimo di unità e senza prevedere un sistema ad espansione diretta come integrazione. Nella parte destra della finestra di inserimento dati è indicata la superficie del tetto necessaria all'installazione di un'unità di IntraCooll Plus, che è pari a 177 m<sup>2</sup>. Tale richiesta di superficie, tenuto conto della superficie del tetto occupata dai lucernari, limita l'installazione di IntraCooll ad un numero di 41 unità.

### Water management

Per prevedere un controllo oculato del consumo di acqua, l'IntrCooll prevede un "water management system" che agisce riciclando l'acqua in modo da utilizzarla per diversi cicli e prevenirne inutili sprechi. L'acqua contenuta nel serbatoio contiene una certa concentrazione di minerali. Tale concentrazione aumenta con l'evaporazione dell'acqua, inficiando sullo stato di pulizia e salubrità del sistema. Per tale motivo si rende necessario un ricambio di acqua ogni volta che la conduttività dell'acqua supera un certo volare limite che è funzione della sorgente d'acqua:

- 1500 µS/cm è il valore di conduttività limite per la normale acqua da acquedotto, in ogni caso l'acqua non può essere ricircolata più di 10 volte.
- Qualora l'acqua derivi dall'osmosi inversa il software provvede ad impostare automaticamente il valore iniziale di conduttività a 40 µS/cm e il valore limite di conduttività a 400 µS/cm (corrispondente a 10 ricicli dell'acqua).

Water management			
Water source	Tap water	Maximum number of recirculations	10,0
Conductivity tap water	µS/cm	Water consumption factor	1,1
Conductivity upper limit	µS/cm	Percentage water used for periodic dump	10 %
Calculate max. evaporation	No	<i>(Max. hourly and daily evaporation rate; this will increase calculation time)</i>	

Figura 43 - parametri relativi alla risorsa acqua

Per ogni città si è considerato di alimentare i pannelli evaporativi con della normale acqua, senza che essa derivi da un processo di osmosi inversa. Come si evince dalla figura sopra riportata, è possibile calcolare la quantità di acqua che evapora ora per ora e giornalmente (calcolate max. evaporation) con lo scopo di meglio dimensionare il sistema di trattamento dell'acqua. Tale calcolo però, comporta un aumento considerevole dei tempi computazionali e pertanto non è stato eseguito.

### Energy tariffs

È la sezione che permette di fare considerazioni economiche rispetto alle tariffe dell'energia elettrica e dell'acqua in vigore nel paese d'interesse. Viene richiesto di inserire la valuta di interesse per poi essere convertita nel corrispettivo in euro che rappresenta la valuta di default.

Energy tariffs			
Currency	EUR	Water-to-electricity tariff ratio	7 kWh/m <sup>3</sup>
Exchange rate	1 EUR/EUR		1,00 EUR equals 1 EUR
Electricity tariff	0,1984 EUR/kWh		0,20 EUR/kWh
Water tariff	1,48 EUR/m <sup>3</sup>		1,48 EUR/m <sup>3</sup>

Figura 44 - tariffe energetiche relative alla città di Bolzano

Il costo dell'energia elettrica è stato fissato, per entrambe le tecnologie, a 0,1978 EURO/kWh, che corrisponde al prezzo finale (lordo) dell'energia elettrica dei consumatori industriali in Italia per l'anno 2018 che hanno un consumo tra ai 20 MWh/anno e i 500 MWh/anno [18]. Il costo dell'acqua invece, è generalmente funzione della tipologia d'impiego (domestico o industriale). Tale costo è sempre una somma di una quota fissa annuale e di varie quote variabili che sono d'attribuirsi, in base alla quantità di utilizzo, a:

1. Acquedotto;
2. Fognatura;
3. Depurazione;

Il costo dell'acqua, che è variabile all'interno della penisola italiana, viene di seguito riassunto per le varie città d'interesse:

Place	Water cost [Euro/m <sup>3</sup> ]	Place	Water cost [Euro/m <sup>3</sup> ]
Bolzano	1,48	Olbia	3,68
Torino	3,304	Amendola (FG)	2,2
Venezia	2,369	Napoli	2,17
Genova	3,34	Marina di Ginosa (TA)	2,2
Bologna	3,74	Lecce	2,22
Pisa	4,91	Cagliari	3,68
Rimini	4,91	Crotone	2,27
Falconara (AN)	3,05	Reggio Calabria	2
Grosseto	5,23	Palermo	3,76
Pescara	3,89	Gela	3,76
Latina	3,92		

Tabella 6 - tariffe acqua per uso industriale per le varie città italiane

Come si evince dalla tabella soprastante il costo dell'acqua varia da un minimo 1,48 Euro/m<sup>3</sup> per la città di Bolzano, a un massimo di 5,23 Euro/m<sup>3</sup> per la città di Grosseto. Inseriti come input i dati relativi alle tariffe dell'energia elettrica e dell'acqua caratteristiche della città d'interesse, viene calcolato il "water to electricity ratio", da cui si può dedurre la convenienza o meno dell'uso di 1 m<sup>3</sup> di acqua rispetto all'utilizzo di un 1kwh di energia elettrica. Valori inferiori a 10 kWh/m<sup>3</sup> indicano un costo dell'acqua non eccessivo, al contrario, valori superiori a 20 kWh/m<sup>3</sup> indicano che la risorsa acqua risulta molto costosa.

#### *Conventional packaged air conditioner*

In questa sezione sono raccolte le informazioni riguardanti i tradizionali rooftop con raffreddamento a compressione di vapore di fluido refrigerante. I valori riguardanti l'EER e il ΔEER, ovvero i kW di potenza elettrica per kW di capacità di raffreddamento nominale spesi dal ventilatore dell'evaporatore e del condensatore, sono automaticamente determinati in base a valori medi che derivano da un ampio database di unità di raffreddamento tradizionali con diversi valori di capacità di raffreddamento e diversi fluidi refrigeranti [17]. Viene inoltre richiesto di specificare la temperatura dell'intero volume dell'ambiente interno (che può anche essere diversa dal valore della temperatura della zona occupata inserito nelle sezioni precedenti in riferimento ai dati di input dell'IntrCooll), il valore dell'umidità relativa all'interno dell'edificio (solitamente un valore

ragionevole si appresta sul 50%) e il numero di volumi/ora di ricambio d'aria che si intendono effettuare quando la metodologia di raffrescamento è quella tradizionale a compressione di vapore. Per ultimo, è possibile prevedere soluzioni in cui si attui un sistema con recuperatori di calore. Questa sezione è un aspetto fondamentale del foglio di calcolo perché permette successivamente di poter effettuare un confronto fra le due tecnologie una volta determinato il numero di unità di IntrCool necessari allo scopo e dopo aver determinato i relativi costi di gestione derivanti dal corrispettivo consumo di acqua ed energia elettrica.

Conventional packaged air conditioner			
EER compressor	3,62	@ condenser inlet air temperature	35 °C
ΔEER	3,29 %/K		
Condenser fan	0,031 kW per kW nominal capacity		
Evaporator fan	0,064 kW per kW nominal capacity		
Indoor air temperature	27 °C		
Indoor air humidity	50 %		
Ventilation airflow	m <sup>3</sup> /h	(Leave empty for default value: 76 240 m <sup>3</sup> /h)	
Sensible heat recovery	0 % efficiency	Ventilation rate	1,0 h <sup>-1</sup>
Latent heat recovery	0 % efficiency		

Figura 45 - dati riferiti a sistemi tradizionali a compressione di vapore di fluido refrigerante

Per nessuna delle città prese in esame viene previsto un recupero di calore sensibile o latente per mezzo di recuperatori di calore, nelle relative celle evidenziate in verde viene pertanto riportata un'efficienza di recupero pari allo 0%.

### Output

Completata la sezione di inserimento dati, la sezione di output del foglio di calcolo fornisce una serie di risultati:

- Un riepilogo delle temperature dell'ambiente esterno e delle temperature dell'aria di mandata dell'IntrCool Plus e del relativo numero di ore in cui queste condizioni si verificano:

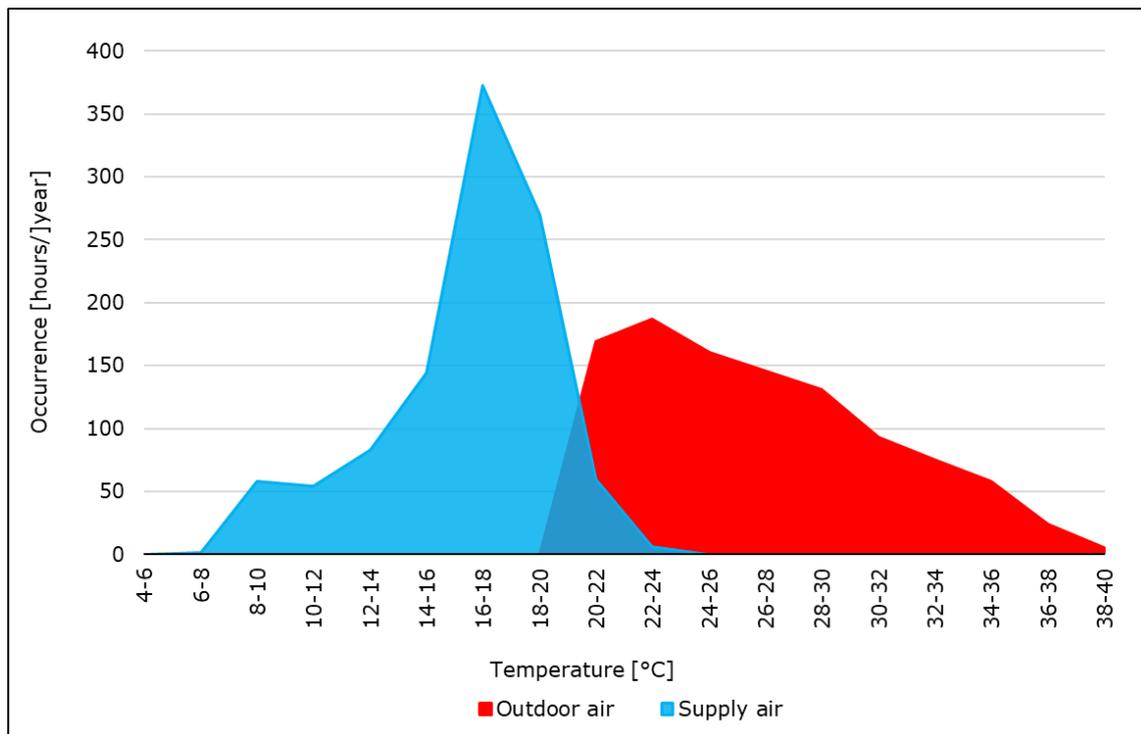


Figura 46 - Temperatura aria di mandata e aria esterna, città di Bolzano

Deve essere ricordato che le ore/anno descritte nell'asse delle ordinate sono da intendersi rispetto al periodo di raffrescamento prescelto e non rispetto all'anno come comunemente inteso.

- La configurazione ottimale del sistema calcolata dal software, che sarà rappresentata da: un certo numero di unità di IntrCooll, dalla relativa massima portata d'aria gestibile dall'insieme delle unità di raffrescamento, dal massimo consumo di potenza elettrica ad esse imputabili e la portata di ricambio in volumi/ora che si garantisce all'interno dell'edificio;
- Time exceedance, ovvero le ore/anno in cui la temperatura effettiva e quella percepita all'interno dell'ambiente da raffrescare superano il valore di temperatura di progetto;
- La percentuale di ore/anno in cui le persone percepiscono una sensazione di comfort termigrometrico in base alle ASHRAE Standard 55/ISO 7730. Questi dati vengono anche rappresentati attraverso una distribuzione a bolle sul diagramma Carrier:

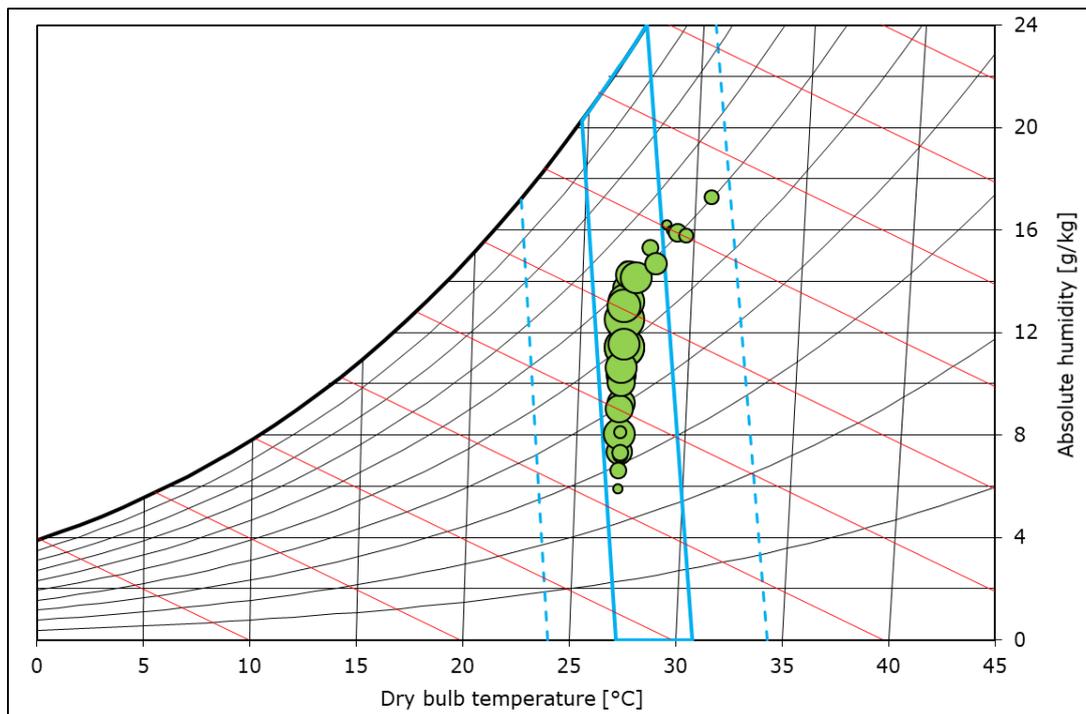


Figura 47 - condizioni di comfort all'interno del capannone industriale di riferimento, città di Bolzano

Cerchi di diametro maggiore rappresentano condizioni termo-igrometriche interne che durante il periodo di raffrescamento si ripetono un numero di ore maggiore. Le bolle che si trovano all'interno delle linee azzurre a tratto continuo sono rappresentative delle condizioni di comfort termo-igrometrico ( $-0,5 < PMV < +0,5$ ), mentre quelle contenute tra le linee continue e tratteggiate sono rappresentative di una sensazione di "lieve freddo" e "lieve caldo", infine le sensazioni di "freddo" e "caldo" sono rappresentate dalle bolle al di fuori delle linee azzurre tratteggiate.

- Il consumo annuale di elettricità espresso in kWh/anno e il relativo costo espresso in euro imputabili al numero totale delle unità di IntrCooll;
- Il consumo annuale di acqua espresso in m<sup>3</sup>/anno e il relativo costo espresso in euro imputabili al numero totale delle unità di IntrCooll;
- Il costo annuale totale di gestione delle unità di raffrescamento evaporative, dato dalla somma del costo dell'energia elettrica e dell'acqua.
- Il consumo annuale medio di energia elettrica espresso in kWh/anno di un rooftop tradizionale<sup>16</sup> ed il relativo costo espresso in euro;
- Il confronto delle due tecnologie di raffrescamento in termini di costi di energia elettrica e di acqua<sup>17</sup>.

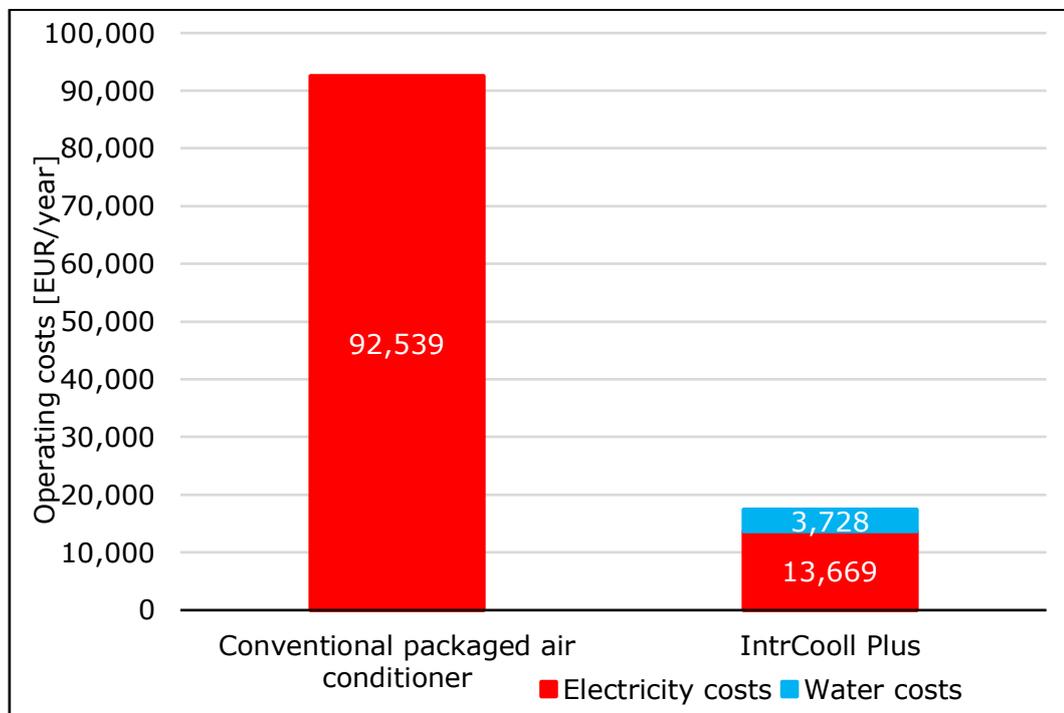


Figura 48 - confronto sui costi operativi delle due tecnologie di raffrescamento, città di Bolzano

Nonostante la tecnologia evaporativa comprenda una quota di costo derivante dall'utilizzo di acqua (rappresentata in azzurro), si riscontra un notevole risparmio sui costi operativi dettato da un costo dell'energia elettrica (rappresentato in rosso) molto basso.

- Il confronto dell'impatto ambientale (emissioni di CO<sub>2</sub>) rispetto alle due tecnologie.

<sup>16</sup> Come già anticipato nei paragrafi precedenti, il foglio di calcolo definisce il consumo di un rooftop tradizionale come media dei consumi dei rooftop a compressione di vapore di fluido refrigerante contenuti nell'ampio database di cui il software dispone.

<sup>17</sup> Si ricorda che anche i sistemi di raffreddamento tradizionale comportano un consumo indiretto di acqua imputabile alle centrali di generazione di energia elettrica.

L'insieme dei risultati sopracitati ricavati per ogni città d'interesse è stato riassunto nella tabella e nei grafici sottostanti:

Place	Max Heat Load [kW]	Required Amount of Unit /	Electricity Consumption		Water Consumption		Total Operating Cost [Euro/year]
			[kWh/year]	[Euro/year]	[m3/year]	[Euro/year]	
Bolzano	1457,40	27	68898,00	13669,00	2519,00	3728,00	17397,00
Torino	1453,00	34	49230,00	9767,00	1470,00	4858,00	1625,00
Venezia	1406,00	39	78927,00	15659,00	2214,00	5245,00	20905,00
Genova	1457,40	35	92234,00	18299,00	2309,00	3417,00	21716,00
Bologna	1468,90	31	84916,00	16847,00	2835,00	4195,00	21042,00
Pisa	1468,90	36	89453,00	17747,00	2045,00	10036,00	27784,00
Rimini	1407,70	41	119089,00	23627,00	2386,00	11712,00	35339,00
Falconara (AN)	1474,10	36	94704,00	18789,00	2499,00	7618,00	26407,00
Grosseto	1499,70	38	76666,00	15211,00	2878,00	15049,00	30260,00
Pescara	1499,30	36	105616,00	20954,00	2745,00	10652,00	31606,00
Latina	1448,90	41	158960,00	31538,00	2724,00	10677,00	42214,00
Olbia	1471,60	33	90931,00	18041,00	3228,00	11872,00	29913,00
Amendola (FG)	1469,10	38	80123,00	15896,00	3524,00	7769,00	23665,00
Napoli	1495,30	39	95544,00	18956,00	3162,00	6864,00	25820,00
Marina di Ginosa (TA)	1498,30	41	155272,00	30806,00	3081,00	6792,00	37597,00
Lecce	1440,80	41	122505,00	24305,00	3436,00	7574,00	31879,00
Cagliari	1557,30	41	156383,00	31026,00	2648,00	9739,00	40765,00
Crotone	1408,20	38	91676,00	18189,00	3203,00	7281,00	25470,00
Reggio Calabria	1424,70	36	122309,00	24266,00	3416,00	6831,00	31097,00
Palermo	1383,70	41	146346,00	29035,00	2608,00	9805,00	38840,00
Gela	1344,20	41	150689,00	29897,00	2399,00	9020,00	38917,00

Tabella 7 -

riepilogo sui consumi di energia elettrica e di acqua con i relativi costi operativi per ogni città

Come si può notare, nonostante un carico termico totale che non varia eccessivamente da una città all'altra, ci sono marcate differenze sul numero di unità di IntrCooll necessarie per garantire uno stato di benessere termo-igrometrico interno. Questo aspetto è principalmente dovuto ad alti valori di umidità relativa combinati con alti valori di temperatura che si verificano, per alcune zone d'Italia, durante alcune ore del periodo di raffrescamento. Questo aspetto, combinato con la richiesta iniziale di non superare la temperatura interna di progetto (27°C) per non più del 3% del periodo di raffrescamento, induce ad una necessità di un numero elevato di unità di IntrCooll Plus. Per alcune città, a causa degli elevati valori di umidità relativa che si combinano con alti valori di temperatura, non è stato possibile garantire una condizione di comfort termo-igrometrico ( $-0,5 < PMV < +0,5$ ) per più del 95% del periodo di raffrescamento nonostante l'impiego del massimo numero di unità di IntrCooll<sup>18</sup>. Tali città sono evidenziate in arancione nella tabella soprastante e sono: Rimini, Latina, Marina di Ginosa, Lecce, Palermo e Gela. La percentuale del periodo di raffrescamento per cui per ogni città si riesce a garantire una condizione di comfort termo-igrometrico all'interno del capannone industriale è riassunta nel seguente istogramma:

<sup>18</sup> Il software consiglia di dedicare un'area del soffitto di 177 m<sup>2</sup> per ogni IntrCooll, vista la superficie del tetto disponibile, al netto dei lucernari, è consigliato installare non più di 41 IntrCooll per il capannone industriale in questione.

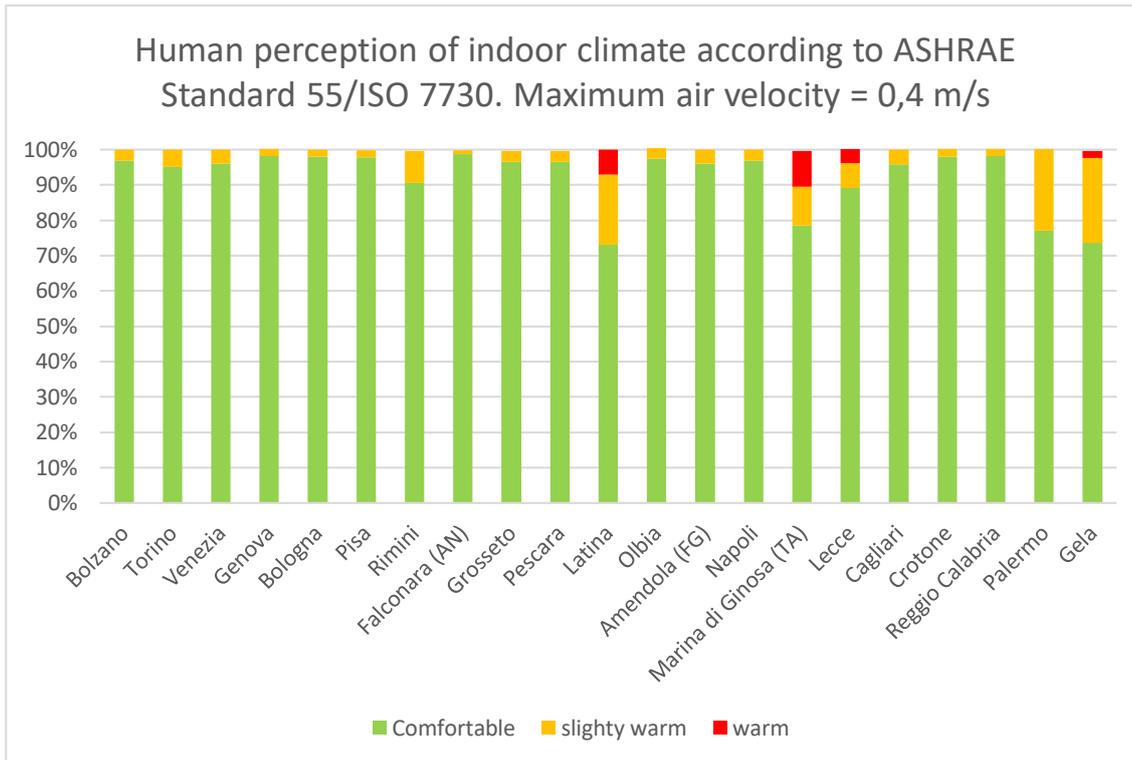


Figura 49 - condizioni di comfort termo-igrometrico e relativa percentuale del periodo di raffrescamento in cui esse si verificano

Come si può notare per la maggior parte delle città esaminate il raffrescamento evaporativo permette di raggiungere uno stato di comfort interno ( $-0,5 < PMV < +0,5$ ) per più del 95 % dell'intero periodo di raffrescamento ed una condizione di "lieve caldo" ( $+1 < PMV < +2$ ) per la restante percentuale del tempo. Nelle restanti città questi standard non vengono mantenuti a causa delle più severe condizioni di temperatura e umidità relativa dell'ambiente esterno che non permettono di raggiungere una sufficiente efficienza di bulbo umido dell'IntrCooll, ciò comporta una capacità di raffreddamento ridotta da parte della macchina evaporativa che non permette di raggiungere condizioni di comfort all'interno del capannone industriale per una frazione elevata del periodo di raffrescamento. Per alcune città (Latina, Marina di Ginosa, Lecce, Gela) si raggiungono in alcune ore dell'anno dei valori di umidità relativa e di temperatura talmente alti da indurre una percezione di "caldo" ( $PMV > +2$ ) da parte dei lavoratori nonostante l'utilizzo del massimo numero ammissibile di IntrCooll che lavorano alla massima portata d'aria elaborabile. Le percentuali del periodo di raffrescamento in cui si raggiunge uno stato di comfort interno sono inevitabilmente legate ai dati inseriti come input e relativi all'ambiente interno che sono stati inseriti nel foglio di calcolo. Essi sono qui di seguito ricordati:

Indoor environment	
Height occupied zone	2 m
Temperature occupied zone	27 °C
Displacement factor	0,65
Maximum indoor air velocity	0,4 m/s
Allowed exceedance time	3 %

Figura 50 - richiamo sulle condizioni dell'ambiente interno al capannone industriale di riferimento

Al fine di aumentare le percentuali delle ore ci comfort l'unica strada praticabile è quella di aumentare la massima velocità dell'aria ammissibile nell'ambiente interno, infatti non sarebbe

possibile ridurre ulteriormente l'altezza della zona occupata o alzare la temperatura della zona occupata senza inficiare il comfort termico dei suoi occupanti. Per via ipotetica si è deciso di innalzare a 0,8 m/s la massima velocità dell'aria all'interno del capannone in quelle città in cui si riscontravano maggiori criticità, quello che si è ottenuto è riassunto nel grafico a barre sottostante:

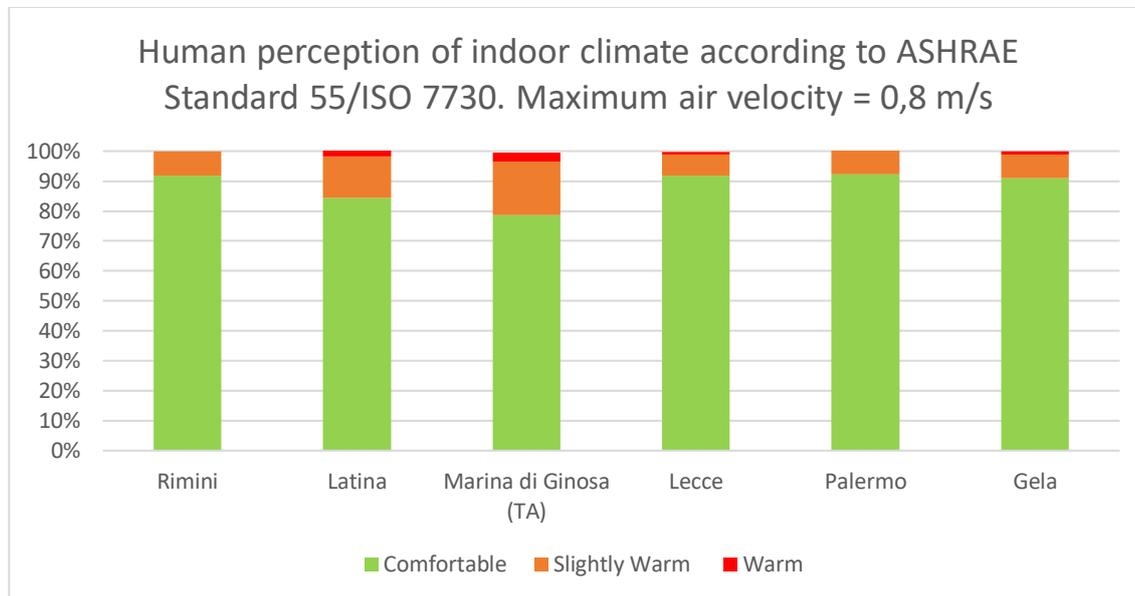
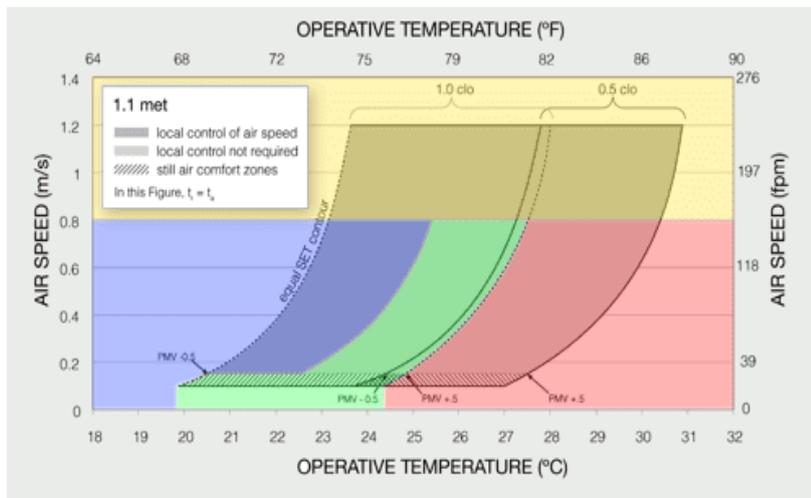


Figura 51 - condizioni di comfort termo-igrometrico e relativa percentuale del periodo di raffrescamento in cui esse si verificano, velocità dell'aria interna pari a 0,8 m/s

Aumentando la massima velocità dell'aria all'interno del capannone si ha una diminuzione della temperatura percepita, ciò induce ad un aumento generalizzato della percentuale di tempo in cui si percepisce uno stato di comfort all'interno del capannone e soprattutto induce una diminuzione delle ore caratterizzate da un PMV > +2. Va però considerato che un aumento della velocità dell'aria interna oltre i 0,4 m/s potrebbe risultare fastidioso per gli occupanti, contrastando l'obiettivo del raggiungimento di uno stato di comfort:



**Comfortable | Too Hot | Too Cold | Too Drafty**

Figura 52 - grafico rappresentante il comfort termico in funzione della temperatura operativa e della velocità dell'aria, in accordo con i parametri ASHRAE 55

Nel grafico che rappresenta le coppie di valori di temperatura operativa e velocità dell'aria che inducono uno stato di benessere, si riscontra un limite da non superare della velocità dell'aria pari a 0,8 m/s per un intervallo di temperatura operativa che va da 25°C a 27°C.

## Parte IV

### Condizioni climatiche limite per il comfort termo-igrometrico interno

Per ogni città esaminata sono stati raccolti i valori di temperatura e di umidità assoluta che non corrispondono ad uno stato di comfort interno percepito dagli occupanti del capannone industriale così come definito da ASHRAE Standard 55/ISO 7730. Questi dati sono stati rappresentati nel diagramma Carrier sottostante, nello specifico le combinazioni di temperatura e umidità assoluta esterne che corrispondono ad una percezione di "lieve caldo" sono rappresentate dai pallini gialli, mentre i pallini rossi rappresentano le combinazioni di temperatura e umidità assoluta che corrispondono ad una percezione di "caldo" da parte degli occupanti.

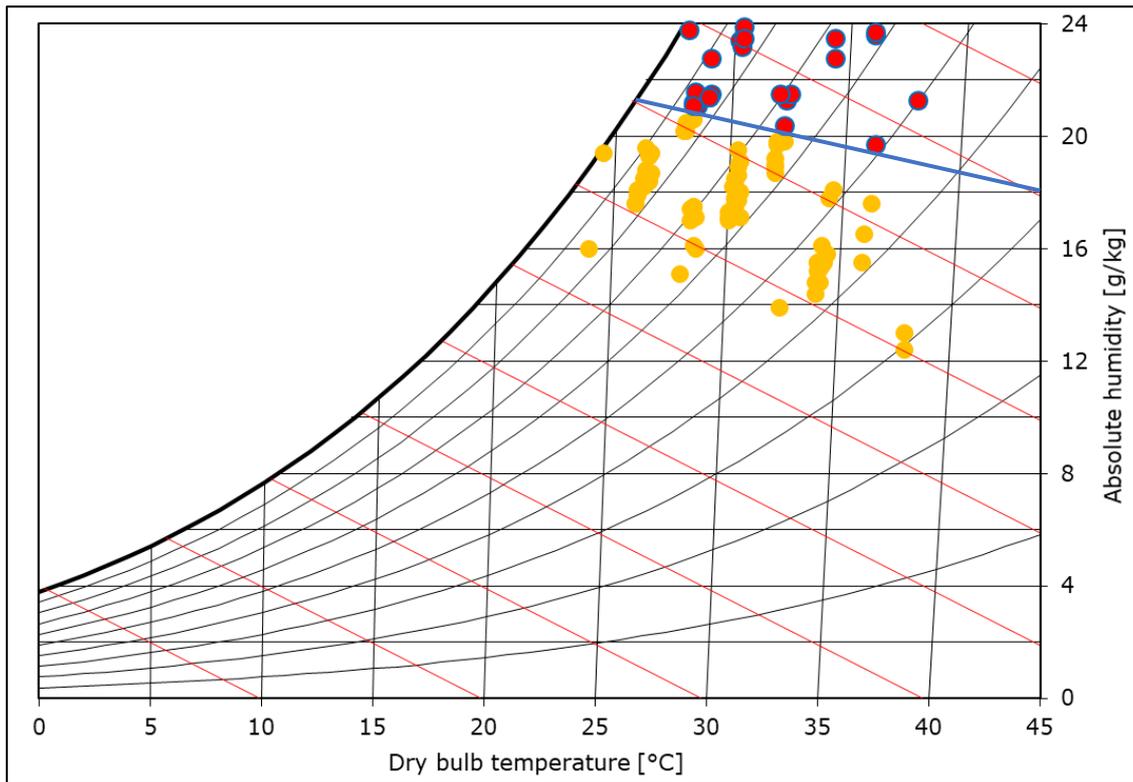


Figura 53 - Diagramma psicrometrico raffigurante le condizioni esterne per cui non si raggiungono condizioni di comfort termigrometrico all'interno del capannone

Nel diagramma psicrometrico si è tracciata una linea blu al di sopra della quale, approssimativamente, ci sono le condizioni di temperatura e umidità dell'ambiente esterno che inducono ad una percezione di "caldo" (PMV +2) da parte degli occupanti del capannone industriale anche dopo l'utilizzo della tecnologia di raffreddamento evaporativa al massimo delle sue potenzialità per il caso in esame (41 unità di IntrCool Plus che lavorano alla massima portata elaborabile). Al fine di evidenziare con più immediatezza la relazione di proporzionalità indiretta tra la temperatura a l'umidità relativa che sussiste nella percezione di uno stato di comfort all'interno del capannone industriale, gli stessi dati precedentemente discussi sono stati riportati su un grafico che riporta sull'asse delle ascisse la temperatura a bulbo secco dell'aria esterna e sull'asse delle ordinate la corrispondente umidità relativa.

### Limit climatic conditions for thermohygrometric comfort

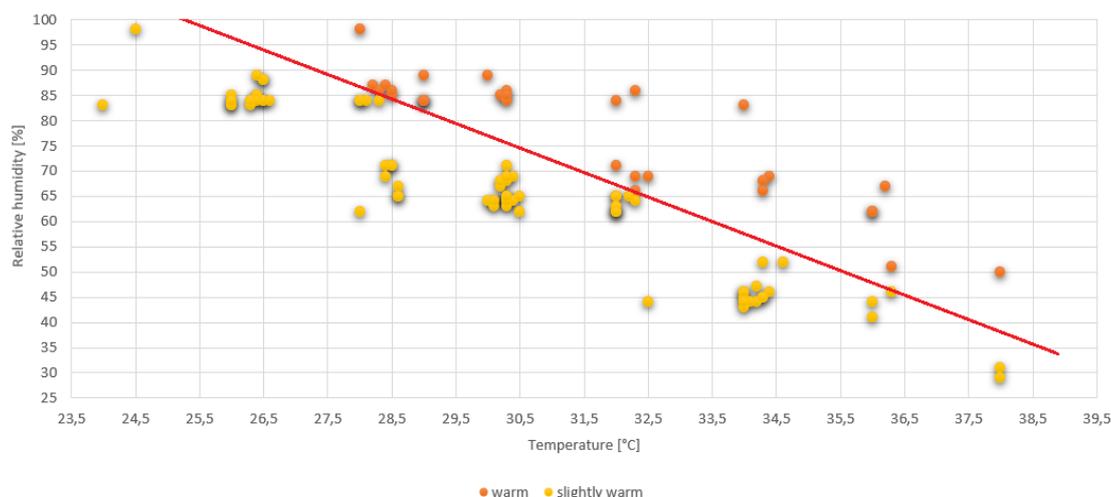


Figura 54 - Relazione tra temperatura a bulbo secco e umidità relativa per cui non si raggiungono condizioni di comfort termo-igrometrico all'interno del capannone

La retta rossa approssima la soglia limite oltre la quale sono contenute tutte quelle combinazioni di temperatura a bulbo secco e umidità relativa che inducono ad una sensazione di “caldo” da parte dei lavoratori, tale linea viene pertanto presa come soglia oltre la quale non si ottiene un effettivo beneficio in termini di comfort termo-igrometrico attraverso l'utilizzo della tecnologia di raffrescamento evaporativo IntrCooll quando le condizioni dell'ambiente interno poste come input nel foglio di calcolo “IntrCooll Applied Performance v3.44c(summer)” sono le seguenti:

#### Indoor environment

Height occupied zone	2 m
Temperature occupied zone	27 °C
Displacement factor	0,65
Maximum indoor air velocity	0,4 m/s
Allowed exceedance time	3 %

Figura 55 - richiamo delle condizioni dell'ambiente interno relative al capannone industriale

e quando siano state impiegate il massimo numero di unità di IntrCooll rispetto alla superficie del tetto disponibile. Nello specifico, i due punti presi in considerazione per la costruzione della retta sono:

- X1 = 28,25 °C; Y1 = 85%;
- X2 = 32,25°C; Y2 = 65%;

i quali rappresentano proprio le combinazioni di temperatura e umidità relativa esterne che sono al limite tra una percezione interna di “lieve caldo” e “caldo” in base alle prescrizioni ASHRAE Standard 55/ISO 7730. La retta che ne risulta è identificata dalla seguente equazione di primo grado:

$$Y = -5 \cdot X + 225,25$$

*Equazione 1 - equazione che approssima, in funzione della temperatura di bulbo secco, il valore di umidità relativa limite oltre il quale si ha una percezione di "caldo"*

I limiti di umidità assoluta che per ogni temperatura non devono essere superati per ricadere in una percezione di caldo non sono da vedersi come valori rappresentanti una verità assoluta. Il valore limite di umidità relativa per un certo valore di temperatura a bulbo secco oltre il quale viene percepita da parte degli occupanti una sensazione di "lieve caldo" (PMV+1) o "caldo" (PMV +2) dipende anche dal numero delle unità di IntrCooll impiegate per raffrescare il capannone industriale. Se ne evince che un numero maggiore di 41 macchine permetterebbe di garantire uno stato di comfort termo-igrometrico per valori di umidità relativa più alti a parità di temperatura a bulbo secco.

## Confronto sui consumi e sulle emissioni delle due tecnologie di raffrescamento rispetto a diverse località italiane

### Generalità

All'inizio dell'elaborato è stato ben evidenziato il fatto che le principali motivazioni che giustificano la necessità di ricercare tecnologie di climatizzazione estive diverse da quella a compressione di vapore di fluido refrigerante, sono i problemi legati agli elevati costi operativi e all'impatto ambientale di tale tecnologia. Attraverso il foglio di calcolo indipendente "IntrCooll Applied Performance v3.44c(summer)" è stato possibile ricavare il risparmio in termini di:

1. Costi operativi totali (EURO/anno);
2. Emissioni di CO<sub>2</sub> (tonnellate/anno);
3. Effettivo risparmio di acqua (m<sup>3</sup>/anno);

attraverso l'utilizzo della tecnologia di raffrescamento evaporativo IntrCooll rispetto alla tradizionale tecnologia di raffrescamento.

### Costi operativi

Il risparmio sui costi operativi ottenuto mediante l'impiego di unità di IntrCooll Plus, e riscontrato per le varie città esaminate, è riportato nella tabella riepilogativa sottostante:

Place	Operating cost reduction [%]
<b>Bolzano</b>	81%
<b>Torino</b>	73%
<b>Venezia</b>	79%
<b>Genova</b>	80%
<b>Bologna</b>	80%
<b>Pisa</b>	71%
<b>Rimini</b>	69%
<b>Falconara (AN)</b>	76%
<b>Grosseto</b>	74%
<b>Pescara</b>	73%
<b>Latina</b>	71%
<b>Olbia</b>	75%
<b>Amendola (FG)</b>	81%
<b>Napoli</b>	80%
<b>Marina di Ginosa (TA)</b>	78%
<b>Lecce</b>	79%
<b>Cagliari</b>	68%
<b>Crotone</b>	79%
<b>Reggio Calabria</b>	79%
<b>Palermo</b>	72%
<b>Gela</b>	73%

Figura 56 - riduzione percentuale sui costi operativi ottenuta mediante la tecnologia di raffrescamento evaporativa

I costi operativi della tradizionale tecnologia di raffreddamento sono principalmente imputabili al compressore che comprime il vapore del fluido refrigerante, mentre nel caso dell'IntrCooll questi costi si riducono poiché dipendono principalmente dal costo dell'acqua e dal costo dell'energia elettrica impiegata dai due ventilatori sincroni che è funzione della portata d'aria immessa nel capannone industriale. A questo punto è facile comprendere come si abbia un minore risparmio sui costi operativi in quelle città in cui a causa dell'elevata temperatura e umidità relativa si necessita un numero elevato di IntrCooll e quindi un'elevata portata d'aria, oppure in quelle città che hanno un numero inferiore di IntrCooll, ma che lavorano al massimo della loro portata per un maggiore numero di ore l'anno. Rientrano nella prima casistica: Rimini (69%), Latina (71%), Cagliari (68%), Palermo (72%), Gela (73%). Rientrano invece nella seconda casistica: Torino (73%), Pescara (73%) e Pisa (71%). Per quanto riguarda la città di Grosseto, il basso risparmio sui costi operativi potrebbe ricondursi all'elevato costo dell'acqua (5,23 EURO/m<sup>3</sup>) che è il più alto tra le città esaminate.

#### Emissioni di anidride carbonica

Le emissioni di anidride carbonica sono da ricercarsi, per entrambe le tecnologie di raffrescamento, nella fase di produzione di energia elettrica che avviene nelle centrali di generazione di energia elettrica.

Place	CO2 reduction [%]
Bolzano	83%
Torino	80%
Venezia	82%
Genova	81%
Bologna	82%
Pisa	79%
Rimini	77%
Falconara (AN)	81%
Grosseto	85%
Pescara	80%
Latina	77%
Olbia	83%
Amendola (FG)	85%
Napoli	83%
Marina di Ginosa (TA)	80%
Lecce	82%
Cagliari	74%
Crotone	83%
Reggio Calabria	82%
Palermo	77%
Gela	78%

Figura 57 - riduzione percentuale sull'emissione di anidride carbonica ottenuta mediante la tecnologia di raffrescamento evaporativa

Essendo l'emissione di anidride carbonica dipendente dalla quantità di energia elettrica richiesta dai ventilatori per immettere l'aria raffrescata all'interno del capannone, per quanto riguarda il risparmio delle sue emissioni, vale lo stesso discorso fatto per il risparmio dei costi operativi. In quest'ottica si riconoscono città che hanno un basso risparmio sulle emissioni di CO2 a causa della necessità di molte unità di IntrCooll e città che hanno un ridotto risparmio perché necessitano di unità di IntrCooll che lavorano alla massima portata d'aria per un numero elevato di ore durante l'anno. Appartengono alla prima casistica: Rimini (77%), Latina (77%), Cagliari (74%), Palermo (77%), Gela (78%). Appartengono alla seconda: Torino (80%), Pisa (79%), Pescara (80%).

#### Consumo effettivo di acqua

L'IntrCooll è responsabile di un consumo diretto di acqua che viene usata per irrorare i pannelli evaporativi Oxyvap. Tale consumo viene ridotto grazie allo stadio di raffrescamento indiretto della macchina e dai vari ricircoli (massimo 10) che l'acqua può subire prima di dover essere sostituita per non inficiare lo stato di pulizia del sistema. Come già accennato nei paragrafi precedenti, anche la tecnologia di raffrescamento a compressione di vapore è responsabile di un consumo di acqua, seppur indirettamente. Deve essere infatti considerato il consumo di acqua che avviene nelle centrali di generazione di energia elettrica, energia che viene successivamente impiegata dal compressore della macchina frigorifera.

Place	Effective water reduction [%]
Bolzano	31%

<b>Torino</b>	28%
<b>Venezia</b>	39%
<b>Genova</b>	41%
<b>Bologna</b>	32%
<b>Pisa</b>	38%
<b>Rimini</b>	37%
<b>Falconara (AN)</b>	38%
<b>Grosseto</b>	37%
<b>Pescara</b>	36%
<b>Latina</b>	42%
<b>Olbia</b>	31%
<b>Amendola (FG)</b>	31%
<b>Napoli</b>	37%
<b>Marina di Ginosa (TA)</b>	45%
<b>Lecce</b>	39%
<b>Cagliari</b>	35%
<b>Crotone</b>	34%
<b>Reggio Calabria</b>	37%
<b>Palermo</b>	41%
<b>Gela</b>	45%

*Figura 58 - riduzione percentuale sull'effettivo consumo di acqua ottenuta mediante la tecnologia di raffreddamento evaporativa*

Si nota un maggiore effettivo risparmio di acqua in quelle città in cui, a causa degli elevati valori di temperatura e umidità relativa esterni, la tecnologia evaporativa risulta essere maggiormente in affanno (ciò è riscontrabile anche da un'efficienza di bulbo umido inferiore al 90%, mentre, in condizioni ambiente ottimali, si possono raggiungere efficienze di bulbo umido intorno al 115%). In queste città pertanto, per cercare di sopperire alla severità delle condizioni metereologiche, viene privilegiato lo stadio di raffreddamento indiretto a quello diretto, che è responsabile di un consumo di acqua maggiore.

## Conclusioni

Con i risultati esposti nel presente elaborato si può affermare che l'utilizzo della tecnologia di raffrescamento IntrCooll comporta un risparmio sui costi operativi, sull'emissioni di anidride carbonica e sull'effettivo consumo di acqua in ogni città in cui l'impiego di tale tecnologia è stato simulato.

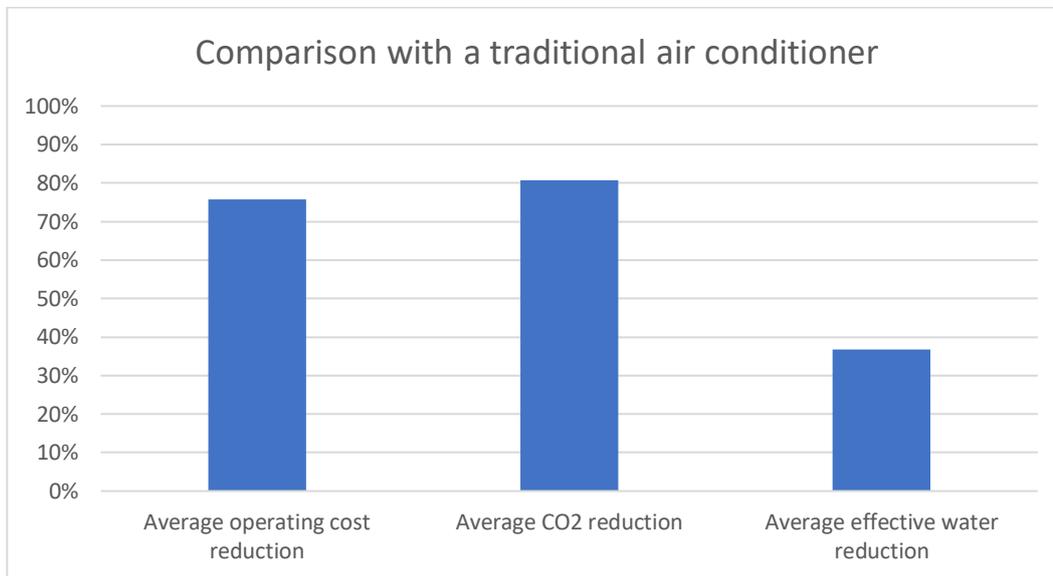


Figura 59 - risparmio in termini di costi, emissioni di anidride carbonica e acqua mediato sulle città esaminate

Il grafico a barre mostra come l'impiego simulato della tecnologia evaporativa in questione, comporti nei confronti della tradizionale tecnologia di raffrescamento a compressione di vapore:

- Un risparmio medio dei costi operativi pari al 76%;
- Un risparmio medio sull'emissione di anidride carbonica pari al 81%;
- Un risparmio medio sull'effettivo consumo di acqua pari al 76%;

Per la maggior parte delle città esaminate si sono riscontrate condizioni di comfort ( $-0,5 < PMV < +0,5$ ) per più del 95% del periodo di raffrescamento scelto e condizioni di "lieve caldo" per il restante tempo. Tale condizione può essere ritenuta accettabile al punto da identificare nella tecnologia di raffrescamento evaporativa una valida alternativa alle tradizionali tecnologie di raffrescamento a compressione di vapore. Fanno eccezione a questa casistica le città di Rimini, Latina, Lecce, Marina di Ginosa, Palermo e Gela in cui un maggiore risparmio in termini di costi e d'impatto ambientale potrebbe non bastare a giustificare una percezione di comfort termo-igrometrico in alcuni casi ben inferiore al 90% del periodo di raffrescamento considerato. Per tali città si riscontrano condizioni di temperatura e umidità relativa dell'ambiente esterno troppo elevate, ciò comporta un'inefficienza della tecnologia evaporativa tale da comportare una capacità di raffreddamento non sufficiente a garantire uno stato di comfort termo-igrometrico, nonostante l'impiego del massimo numero di unità di IntrCooll possibile rispetto alla superficie del tetto disponibile. A tal proposito, l'umidità relativa dell'ambiente esterno si è rivelata la variabile preponderante nell'efficacia o meno della tecnologia evaporativa, ancor più del carico termico totale. Dalla raccolta delle condizioni climatiche esterne a cui corrispondono condizioni di mancato comfort all'interno del capannone industriale, nonostante l'impiego dell'IntrCooll, è stato possibile definire una relazione lineare che identifica,

per ogni valore di temperatura al di sopra dei 27 °C dell'ambiente esterno (variabile indipendente), il corrispettivo valore di umidità relativa (variabile dipendente) che induce una percezione di caldo (PMV > +2) all'interno del capannone industriale:

$$Y = -5 \cdot X + 225,25$$

È doveroso precisare che i risultati fino ad ora descritti dipendono da alcuni parametri presi come input, tra cui:

- Temperatura interna di progetto: 27°C;
- Massima velocità dell'aria all'interno del capannone: 0,4 m/s;
- Altezza zona occupata: 2 m;
- Numero massimo di IntrCool Plus installabili sul tetto del capannone industriale: 41;

In definitiva, il raffrescamento evaporativo e nella fattispecie la tecnologia IntrCool della casa Oxycom, si è rilevata una valida soluzione nel raffrescamento di grandi ambienti, quali i capannoni industriali, ogni qualvolta il luogo d'installazione sia caratterizzato, per una percentuale del periodo di raffrescamento considerata accettabile, da valori di umidità relativa che non superano i limiti ricavabili dall'equazione:

$$Y = -5 \cdot X + 225,25.$$

## Bibliografia

- [1] D. P. W. G. C. P. O. F. L Fang, «Impact of indoor air temperature and humidity in an office on perceived air quality, SBS symptoms and performance,» *Indoor Air*, vol. 14 Suppl 7, n. s7, pp. 74-81, 2004.
- [2] Ferretti, «Ferrettiimpianti,» [Online]. Available: <http://ferrettiimpianti.it/microclima-puo-incidere-sulla-produttivita-lorario-lavoro/>.
- [3] INAIL, «Ergonomia,» 18 11 2019. [Online]. Available: <https://www.inail.it/cs/internet/attivita/prevenzione-e-sicurezza/conoscere-il-rischio/ergonomia.html>.
- [4] A. M. A. M. A. F. P. V. M. Dell'Isola, «Progettazione e realizzazione di un sistema di raffrescamento adiabatico per applicazioni industriali,» 2013.
- [5] F. Brizzo, «La Stampa - Tuttogreen,» 7 Luglio 2018. [Online]. Available: <https://www.lastampa.it/tuttogreen/2018/07/07/news/cosi-i-condizionatori-saranno-meno-inquinanti-1.34030212>.
- [6] E. D. C. & I. S. W. Bas J. van Ruijven, «Amplification of future energy demand growth due to climate change,» *Nature Communications volume*, n. 2762, 24 06 2019.
- [7] T. H. R. M. K. P. M. D. Abel, «Resposne of power plant emissions to ambient temperature in the Eastern United States,» *Environmental science & technology*, 2017.
- [8] O. u. w. K. P. a. e. -. O. f. en.wikipedia.
- [9] CAREL, «Umidificatori centrifughi - CAREL,» [Online]. Available: <https://www.carel.it/centrifugal-humidifiers>.
- [10] I. D. Lofrano, *IntrCooll Presentation*, 19/03/2020.
- [11] *Brochure IntrCooll*.
- [12] Oxycom Fresh Air BV, «Oxyvap Evaporative Cooling Applications,» March 9th, 2015.
- [13] A. Catania, «YouMath, EVAPORAZIONE,» [Online]. Available: <http://www.youmath.it/lezioni/fisica/termodinamica/3599-evaporazione.html>.

- [14] Oxycom Fresh Air BV, «Water as a refrigerant,» April 24th, 2015.
- [15] «Robur - il raffrescamento eaporativo o adiabatico,» [Online]. Available:  
[https://www.robur.it/area\\_tecnica/dossier\\_tecnici/raffrescamento\\_evaporativo/il\\_raffrescamento\\_evaporativo\\_o\\_adiabatico](https://www.robur.it/area_tecnica/dossier_tecnici/raffrescamento_evaporativo/il_raffrescamento_evaporativo_o_adiabatico).
- [16] Oxycom, *Heat Load Calculation v3.40c - Instruction Manual*.
- [17] Oxycom, *IntrCooll Applied Performance v3.40c Instruction Manual*.
- [18] F. Masci, «Qual é il Costo dell'Energia Elettrica al kWh per le Aziende?,» 14 09 2020. [Online]. Available: <https://luce-gas.it/business/offerte/costo-kwh-aziende>.

## Indice figure

Figura 1 - Relazione tra gli indici PMV e PPD, da UNI EN ISO 7730 .....	9
Figura 2 – Schema del ciclo frigorifero a compressione di vapore [8].....	14
Figura 3 - ciclo frigorifero a compressione di R134a, diagramma LogP-h, CoolPack.....	14
Figura 4 – Sezione IntrCooll [10].....	21
Figura 5 - Scheda tecnica IntrCooll Standard e Plus [11] .....	22
Figura 6 - Sezione IntrCooll, free cooling [10] .....	24
Figura 7 - Pannello evaporativo Oxyvap [10] .....	25
Figura 8 - Sezione IntrCooll, estate moderata [10].....	26
Figura 9 - Schema funzionamento IntrCooll, stadio diretto ed indiretto [10].....	26
Figura 10 - Sezione IntrCooll estate torrida [10] .....	28
Figura 11 - Piatto divisorio, gradiente verticale temperatura [10].....	28
Figura 12- Stadio indiretto e stadio diretto a diversi valori di entalpia media [12].....	29
Figura 13 - Diagramma Carrier, trasformazioni stadio diretto ed indiretto [10].....	30
Figura 14 - Planimetria capannone industriale di riferimento .....	34
Figura 15 - Esempio di parete perimetrale esterna prefabbricata in calcestruzzo armato con annesse vetrate .....	35
Figura 16 - Esempio di portone a libro e di porta standard per un capannone industriale.....	36
Figura 17 - Spaccato di lastre tralicciate del tipo Predalles in calcestruzzo .....	36
Figura 18 - esempio di copertura a tegolo alare con lucernari .....	37
Figura 19 - Visualizzazione 3D capannone industriale di riferimento, prospettiva nord-est.....	38
Figura 20 - Visualizzazione 3D capannone industriale di riferimento, prospettiva nord-ovest .....	38
Figura 21 - Visualizzazione 3D capannone industriale di riferimento, prospettiva sud-est.....	39
Figura 22 - Visualizzazione 3D capannone industriale di riferimento, prospettiva sud-ovest .....	39
Figura 23 - schema sul movimento e l'orientazione della Terra rispetto al sole utilizzato nel modello di calcolo per il carico termico [16] .....	40
Figura 24 – schema sull'effetto degli angoli dei raggi solari rispetto le diverse superfici dell'edificio utilizzato nel modello di calcolo per il carico termico [16] .....	41
Figura 25 - Finestra inserimento dati climatici relativi alla stazione meteo di Bolzano .....	41
Figura 26 - selezione dei soli dati climatici di interesse ai fini del calcolo del carico termico.....	42
Figura 27 - Identificazione della prima parte del capannone definibile unicamente da una terna di valori (lunghezza- larghezza-altezza).....	43
Figura 28 - Identificazione della seconda parte del capannone definibile unicamente da una terna di valori (lunghezza- larghezza-altezza).....	43

Figura 29 - Finestra di inserimento dei parametri dell'edificio .....	43
Figura 30 - definizione della superficie di copertura orizzontale .....	44
Figura 31 - definizione della superficie verticale più estesa .....	44
Figura 32 - definizione del carico termico interno del capannone industriale .....	45
Figura 33 - finestra riepilogativa dei risultati ottenuti come output .....	45
Figura 34 - Istogramma rappresentante il carico termico totale delle diverse località in esame .....	47
Figura 35 - finestra di inserimento dati climatici, città di Bolzano .....	48
Figura 36 - Selezione dei dati climatici di interesse.....	49
Figura 37 - esempio di relazione lineare tra il carico termico e la temperatura esterna [17] .....	49
Figura 38 - parametri del capannone industriale di riferimento.....	50
Figura 39 - schema altezza zona occupata [17].....	50
Figura 40 - temperatura percepita in funzione della velocità dell'aria.....	51
Figura 41 - finestra di inserimento dati relativi all'ambiente da raffrescare .....	51
Figura 42 - configurazione dell'impianto di raffrescamento .....	52
Figura 43 - parametri relativi alla risorsa acqua .....	53
Figura 44 - tariffe energetiche relative alla città di Bolzano .....	53
Figura 45 - dati riferiti a sistemi tradizionali a compressione di vapore di fluido refrigerante.....	55
Figura 46 - Temperatura aria di mandata e aria esterna, città di Bolzano .....	55
Figura 47 - condizioni di comfort all'interno del capannone industriale di riferimento, città di Bolzano .....	56
Figura 48 - confronto sui costi operativi delle due tecnologie di raffrescamento, città di Bolzano.....	57
Figura 49 - condizioni di comfort termo-igrometrico e relativa percentuale del periodo di raffrescamento in cui esse si verificano .....	59
Figura 50 - richiamo sulle condizioni dell'ambiente interno al capannone industriale di riferimento.....	59
Figura 51 - condizioni di comfort termo-igrometrico e relativa percentuale del periodo di raffrescamento in cui esse si verificano, velocità dell'aria interna pari a 0,8 m/s.....	60
Figura 52 - grafico rappresentante il comfort termico in funzione della temperatura operativa e della velocità dell'aria, in accordo con i parametri ASHRAE 55 .....	61
Figura 53 - Diagramma psicrometrico raffigurante le condizioni esterne per cui non si raggiungono condizioni di comfort termo-igrometrico all'interno del capannone .....	62
Figura 54 - Relazione tra temperatura a bulbo secco e umidità relativa per cui non si raggiungono condizioni di comfort termo-igrometrico all'interno del capannone.....	63
Figura 55 - richiamo delle condizioni dell'ambiente interno relative al capannone industriale .....	63
Figura 56 - riduzione percentuale sui costi operativi ottenuta mediante la tecnologia di raffrescamento evaporativa.....	65

Figura 57 - riduzione percentuale sull'emissione di anidride carbonica ottenuta mediante la tecnologia di raffrescamento evaporativa.....	66
Figura 58 - riduzione percentuale sull'effettivo consumo di acqua ottenuta mediante la tecnologia di raffrescamento evaporativa.....	67
Figura 59 - risparmio in termini di costi, emissioni di anidride carbonica e acqua mediato sulle città esaminate.....	68

## Indice tabelle

Tabella 1- Predicted Mean Vote, valutazioni disponibili .....	9
Tabella 2-Consumi indiretti di acqua in relazione alle fonti di energia primaria da cui si ricava energia elettrica [14] .....	31
Tabella 3 - Diagramma di Stedman, relazione tra l'umidità relativa e la temperatura percepita [15].....	32
Tabella 4 - Dati capannone industriale di riferimento .....	33
Tabella 5 - Tabella riepilogativa riportante il carico termico interno ed esterno per le diverse località in esame.....	46
Tabella 6 - tariffe acqua per uso industriale per le varie città italiane .....	54
Tabella 7 - riepilogo sui consumi di energia elettrica e di acqua con i relativi costi operativi per ogni città ..	58

## Indice equazioni

Equazione 1 - equazione che approssima, in funzione della temperatura di bulbo secco, il valore di umidità relativa limite oltre il quale si ha una percezione di "caldo" .....	64
---	----