

AiCARR Journal

LA RIVISTA PER I PROFESSIONISTI DEGLI IMPIANTI HVAC&R

CONDIZIONAMENTO
AMBIENTE REFRIGERAZIONE
RISCALDAMENTO
CONDIZIONAMENTO
ENERGIA RISCALDAMENTO
REFRIGERAZIONE

ANNO 7 - DICEMBRE 2016

TAVOLA ROTONDA

50% da rinnovabili. Davvero possibile?

PROTOCOLLO DI MONTREAL: LUCI E OMBRE

VIDEO REPORTAGE CHILLVENTA 2016

POMPE DI CALORE ELETTRICHE PER ACS AD ALTA TEMPERATURA

FOCUS

Simulare l'illuminazione

COMPARAZIONE TRA FLUIDI REFRIGERANTI ALTERNATIVI



SVILUPPI POMPE DI CALORE VRF

HPU Hybrid System

La pompa di calore nobilita la caldaia!

LA SOLUZIONE PIÙ EFFICIENTE
PER SOSTITUIRE LE VECCHIE CALDAIE MURALI
MANTENENDO I RADIATORI ESISTENTI

- › **installazione Plug&Play semplice e poco invasiva:**
unità esterna installabile in un secondo momento;
- › **più efficiente di una caldaia a condensazione:**
+ 35% di rendimento in Riscaldamento
fino a + 20% in produzione di Acqua Calda Sanitaria;
- › **aumenta il valore dell'immobile innalzando la sua classe energetica**



Guarda
il Video



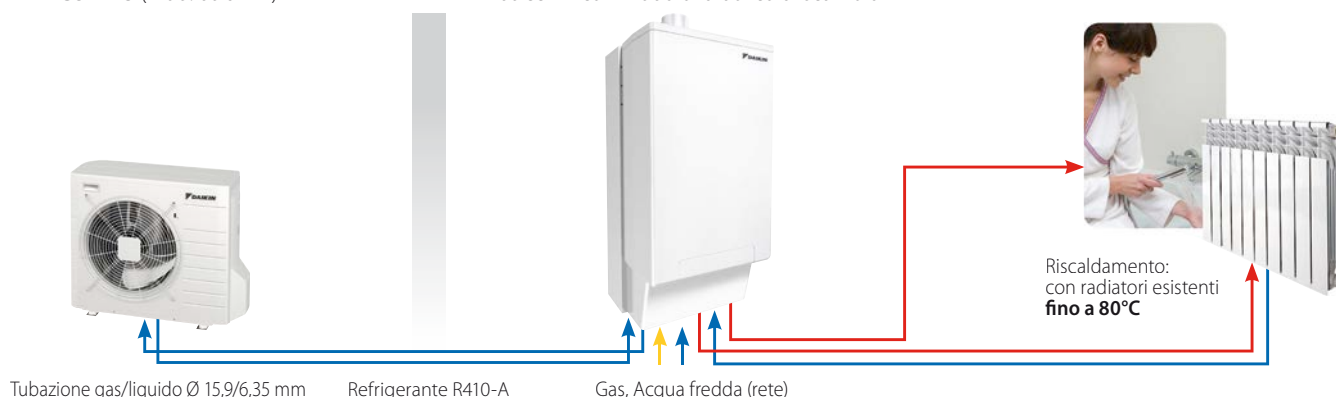
Scopri di più su daikin.it

Riscaldamento, produzione ACS istantanea e Raffrescamento

Unità esterna pompa di calore:
COP > 5 (mod. da 5 kW)

Caldaia a condensazione a gas (**metano o GPL**)
da 33kW con modulo idraulico di scambio

Produzione Acqua Calda Sanitaria Istantanea



GI08

Daikin Air Conditioning Italy S.p.A. - Divisione Riscaldamento

AGGIUNGI VALORE AL TUO CALORE!



A piece of life.



NUOVA GIACOMINI R206C. EQUILIBRIO PERFETTO.

Dalla ricerca Giacomini nasce R206C, la valvola di pressione differenziale semplicemente rivoluzionaria perché capace di coprire un'ampia gamma di applicazioni, mantenere in equilibrio ogni impianto e garantire elevate prestazioni in termini di comfort e risparmio energetico. Inoltre, grazie al doppio campo di regolazione, permette di agevolare sensibilmente il lavoro di progettisti, distributori e installatori. Insieme agli altri dispositivi di regolazione della portata, R206C va ad arricchire le soluzioni Giacomini dedicate al bilanciamento circuiti. Prodotti ad alta innovazione che oggi entrano a far parte della tua vita. *Giacomini, a piece of life.*





L'ETICA CHE GENERA SVILUPPO



La logica del guadagno immediato è superata. Per i mercati che hanno sviluppato nel tempo una natura sempre più speculativa, infestati di soggetti estranei all'economia reale che guardano solo all'iper-profitto, non c'è più futuro. È troppo grave la responsabilità di aver consentito a larga parte del mondo imprenditoriale di sviluppare settori finanziari indipendenti dalla produzione, perché questo ha comportato una penalizzazione del sistema produttivo e la inibizione delle sue capacità tecnologiche, e conseguentemente la negazione della vocazione di quelle imprese e il distacco definitivo dalla realtà. In quel mondo non esiste l'ambiente, il pianeta, non esistono le specie viventi, non esistono le persone ma solo aberrazioni prive di moralità: come definire infatti la bolla dei subprime ed il ruolo delle agenzie di rating pagate da chi emette i titoli affinché ne facciano una (benevola) valutazione, lo sviluppo dei cosiddetti derivati, vere e proprie scommesse sui prezzi futuri di beni totalmente avulsi dal loro stato reale, la presenza dei CDS che sono scommesse sul fallimento di entità terze? Sono strumenti che manovrano le leve del mercato, visto che il giro economico di derivati e CDS è di un ordine di grandezza superiore all'intero PIL mondiale. Chi acquista questi strumenti ha tutto l'interesse affinché ciò avvenga al di fuori di qualsiasi etica, perché "i mercati sono mossi da spiriti animaleschi, e non dalla ragione" diceva J. M. Keynes.

Questa economia ci uccide (citazione da Papa Francesco, Enciclica Laudato Si'), perché uccide il nostro sviluppo, il nostro lavoro, il nostro futuro a vantaggio di pochi grandi speculatori immorali.

Ma la soluzione esiste. Negli anni c'è stato un tentativo di sviluppare finanza etica. Il ribaltamento del modello economico-finanziario anche in questo caso passa per l'efficienza energetica, driver di un mondo in cui c'è voglia di riappropriarsi della realtà, dell'impegno sociale, degli investimenti nuovamente a lungo termine, strutturati su cose concrete e non inesistenti, sulle infrastrutture, sulle reti, sugli edifici; un modello fondato sulla nostra consapevolezza e sul nostro impegno. Capace di riacciuffare una dimensione etica che abbiamo perduto chissà perché, chissà per cosa.

La direttiva europea sull'efficienza energetica impone agli Stati Membri l'elaborazione di programmi contro la disuguaglianza sociale e la non accessibilità e sicurezza delle fonti energetiche e allora si facciano investimenti in efficienza energetica e fonti rinnovabili nel quadro dei fondi europei di investimento strutturale SIE. Si introduca l'obbligo per ciascuno Stato di prevedere almeno il 20% delle risorse del fondo sociale europeo FSE per programmi di efficienza energetica per l'inclusione e per la lotta alla povertà energetica. Si persegua una impostazione che tenda a valorizzare gli investimenti ad alti ritorni socio-economici, dove i profitti si misurano in protezione dell'ambiente, riduzione dell'inquinamento, eliminazione degli sprechi, coesione e sostegno sociale.

Il nuovo modello si basa su una concezione di autoregolazione della società nella quale un'impresa si impegna a rispettare valori e norme e ad avere un rapporto corretto con gli altri operatori e con l'ambiente. Se pensiamo alle politiche di gestione delle risorse, al rispetto verso i fornitori, all'impegno con i clienti, alla sostenibilità delle azioni, si capisce che il vero tema oggi è quello della responsabilità sociale di una comunità, di ogni singolo individuo.

AiCARR ha condiviso in questi mesi con progettisti, imprese, installatori e costruttori un codice che è stato definito etico, perché è parte di una visione ampia che è sicuramente tecnica, ma anche economica e sociale, e risponde ad un imperativo categorico, quello in cui "il carattere essenziale di ogni determinazione della volontà attraverso la legge morale è che essa sia determinata esclusivamente dalla legge morale come volontà libera" (E. Kant, Critica della Ragion Pratica). In altri termini, un comportamento etico è in contrapposizione con un comportamento interessato. Non bisogna fare qualcosa per ottenere un vantaggio, ma bisogna farla solo se corrisponde ad un valore.

Noi ingegneri dobbiamo essere pronti a partecipare a questo grande progetto, quello della gestione etica delle risorse ambientali, se non altro perché conosciamo bene il significato delle azioni di risparmio ed efficienza energetica ed il loro valore, che non siamo più disposti a negoziare.

Livio de Santoli, Presidente AiCARR

Panasonic

L'INIZIO DI UNA NUOVA ERA...

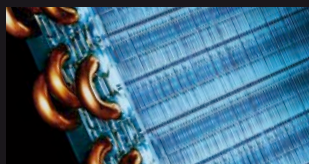
NUOVO VRF 7



Panasonic
ECO i EX
INVERTER



Compressori Inverter
ad ampia capacità



Scambiatore di calore
con tripla superficie



Nuovo design curvo
del convogliatore dell'aria

ECO i EX: caratteristiche tecniche

- Ampia gamma di potenze fino a 80 HP
- Straordinario valore EER
- Estesa gamma operativa fino a 52°C (in raffr.)
- Riscaldamento garantito sino a -25°C esterni
- Basso livello di rumorosità
- Solo compressori Inverter su tutta la gamma



SISTEMI VRF
SOLUZIONI PROFESSIONALI

www.aircon.panasonic.eu



heating & cooling solutions

**12****TAVOLA ROTONDA D.LGS. 28/2011****Obbligo 50% rinnovabili negli edifici: problemi e soluzioni**

Dal 1 gennaio 2017, come previsto dal D.Lgs. 28/2011, per tutte le nuove costruzioni e per le ristrutturazioni rilevanti la quota obbligatoria di copertura da fonti rinnovabili termiche per i servizi di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria passa dal 35% al 50%. È un obiettivo attualmente raggiungibile? Lo abbiamo chiesto ad alcuni rappresentanti delle categorie coinvolte

a cura della Redazione

**16****FLUIDI REFRIGERANTI****Montreal, un protocollo fra luci e ombre**

Sul fronte dei fluidi refrigeranti le cose si stanno muovendo, con una serie di soluzioni alternative in chiave di sostenibilità. Ma il problema principale resta l'efficienza energetica, e non solo quella degli impianti HVAC&R

di Carmine Casale

**22****VISTI IN FIERA- CHILLVENTA 2016****Compressori transcritici e pdc ad alta temperatura al centro di Chillventa 2016**

Obiettivi climatici, ecodesign e refrigeranti sono stati i temi centrali della quinta edizione del salone. Ecco le novità più interessanti presentate.

a cura della Redazione

**26****POMPE DI CALORE****Pompe di calore elettriche per produrre acqua calda sanitaria ad alta temperatura**

L'utilizzo delle pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria è una prospettiva interessante ma vanno considerate due criticità che riguardano la potenza degli impianti e il livello termico della temperatura dell'acqua prodotta.

di Michele Vio

**36****FOCUS ILLUMINAZIONE****Simulare la luce per il comfort ambientale e il risparmio energetico**

Progettare e controllare correttamente l'illuminazione in un ambiente può avere importanti ricadute in termini sia energetici sia di qualità ambientale. Quali sono i software di simulazione utilizzabili?

di Chiara Aghemo, Valerio R. M. Lo Verso, Luigi Giovannini

**42****Illuminazione naturale, come simularla**

La luce solare è estremamente variabile e rappresenta una sfida da non banale per la progettazione architettonica degli edifici. Alcuni strumenti di calcolo previsionale sono in grado di valutarne la penetrazione all'interno degli edifici

di Andrea Fornasiero, Giorgio Butturini, Roberto Zecchin

**48****RICERCA- FLUIDI REFRIGERANTI****Comparazione tra fluidi refrigeranti alternativi per la climatizzazione in attuazione del regolamento F-GAS**

Analisi delle prestazioni e dell'impatto ambientale totale equivalente (TEWI) di alcuni fluidi refrigeranti alternativi in differenti scenari applicativi: residenziale con sistemi split, commerciale con roof-top e utenze del terziario con sistemi a espansione indiretta

di Rita Mastrullo, Alfonso William Mauro, Giuseppe Peter Vanoli

AiCARR
journal

Periodico
Organo ufficiale AiCARR

Direttore responsabile ed editoriale Marco Zani

Direttore scientifico Livio de Santoli

Direttore scientifico operativo Francesca Romana d'Ambrosio

Comitato scientifico

Paolo Cervio, Carmine Casale, Mariapia Colella,
Livio Mazzarella, Luca Pauletti, Luca Alberto Piterà,
Piercarlo Romagnoni, Marco Zani

Redazione

Alessandro Giraudi, Silvia Martellosio, Erika Seghetti
redazione.aicarrjournal@quine.it

Art Director Marco Nigris

Grafica e Impaginazione Fuori Orario - MN

Hanno collaborato a questo numero

Chiara Aghemo, Giorgio Butturini, Carmine Casale,
Andrea Fornasiero, Luigi Giovannini, Valerio R. M. Lo Verso,
Alfonso William Mauro, Rita Mastrullo, Luca Alberto Piterà,
Roberto Zecchin, Giuseppe Peter Vanoli, Michele Vio

Quine
Business Publisher

Pubblicità Quine Srl

20122 Milano - Via Santa Tecla, 4 - Italy
Tel. +39 02 864105 - Fax +39 02 72016740

Traffico, Abbonamenti, Diffusione

Rosaria Maiocchi

Editore: Quine srl shop.quine.it

Presidente Giorgio Albonetti

Amministratore Delegato Marco Zani

Direzione, Redazione e Amministrazione

20122 Milano - Via Santa Tecla, 4 - Italy
Tel. +39 02 864105 - Fax +39 02 72016740
e-mail: redazione.aicarrjournal@quine.it

Servizio abbonamenti

Quine srl, 20122 Milano - Via Santa Tecla, 4 - Italy
Tel. +39 02 864105 - Fax +39 02 70057190
e-mail: abbonamenti@quine.it

Gli abbonamenti decorrono dal primo fascicolo raggiungibile.

Stampa Arti Grafiche Colombo - Faenza Group S.p.A. (MI)

AiCARR journal è una testata di proprietà di **AICARR** - Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria, Riscaldamento e Refrigerazione
Via Melchiorre Gioia 168 - 20125 Milano
Tel. +39 02 67479270 - Fax. +39 02 67479262
www.aicarr.org

Posta target magazine - LO/CONV/020/2010.

Iscrizione al Registro degli Operatori di Comunicazione n. 12191

Responsabilità

Tutto il materiale pubblicato dalla rivista (articoli e loro traduzioni, nonché immagini e illustrazioni) non può essere riprodotto da terzi senza espressa autorizzazione dell'Editore. Manoscritti, testi, foto e altri materiali inviati alla redazione, anche se non pubblicati, non verranno restituiti. Tutti i marchi sono registrati.

INFORMATIVA AI SENSI DEL D.LEGS.196/2003

Si rende noto che i dati in nostro possesso liberamente ottenuti per poter effettuare i servizi relativi a spedizioni, abbonamenti e similari, sono utilizzati secondo quanto previsto dal D.Legs.196/2003. Titolare del trattamento è Quine srl, via Santa Tecla 4, 20122 Milano (info@quine.it). Si comunica inoltre che i dati personali sono contenuti presso la nostra sede in apposita banca dati di cui è responsabile Quine srl e cui è possibile rivolgersi per l'eventuale esercizio dei diritti previsti dal D.Legs 196/2003.

© Quine srl - Milano

Associato **A.N.E.S.**
ASSOCIAZIONE NAZIONALE
EDITORIA PERIODICA SPECIALIZZATA

Aderente
CONFINDUSTRIA

BIMobject Awards 2016: Valsir tra i primi 7 al mondo

Intervista a Ing. Nicola Zanca e Ing. Alessandro Giovannini

Abbiamo intervistato l'Ing. Nicola Zanca e l'Ing. Alessandro Giovannini, direzione tecnica Valsir e responsabili del team di sviluppo BIM, per parlare dell'evoluzione del modo di progettare nelle costruzioni e delle opportunità che il settore riserva al professionista tecnico.

Valsir, uno dei principali player internazionali di produzione e fornitura di sistemi per l'impiantistica idraulica, è stata ritenuta da BIMobject®, portale europeo per la gestione di oggetti BIM, una tra le aziende più innovative al mondo nello sviluppo di modelli 3D e selezionata per partecipare agli annuali BIMobject Awards 2016: un importante traguardo che, ancora una volta, attesta il costante impegno di Valsir nello sviluppo tecnologico e nella ricerca continua.

Valsir è stata infatti l'unica azienda del settore termoidraulico presente a Malmö (Svezia) al BIMobject LIVE 2016 con altre 666 aziende produttrici di componenti per l'architettura - dall'edilizia all'interior design - provenienti da tutto il mondo per un totale di 50.000 oggetti BIM parametrici.

Chiediamo all'Ing. Nicola Zanca di spiegarci come il BIM sta cambiando il modo di fare progettazione tecnica.

Quali sono, a suo parere, le innovazioni tecniche che stanno cambiando il modo di fare progettazione nel mondo delle costruzioni?

Il futuro della progettazione è senz'altro legato all'uso della tecnologia BIM (Building Information Modeling) che si pone come un metodo di lavoro nuovo e innovativo, in cui una rappresentazione digitale in 3 dimensioni dell'intero edificio viene condivisa tra i membri del team di progetto per facilitare lo scambio delle informazioni in formato digitale.

Quali sono i principali vantaggi del BIM?

Un primo vantaggio risiede nel fatto che i modelli BIM 3D permettono di visualizzare in tempo reale l'edificio e il sito di sviluppo con scenari realistici di progettazione.

Un altro vantaggio è la notevole diminuzione degli errori commessi dai membri del team di progettazione: il BIM consente il rilevamento delle interferenze fra le opere e gli impianti all'interno dell'edificio e l'esecuzione delle modifiche e delle revisioni direttamente sul modello, riducendo sensibilmente i costi legati alle varianti in corso d'opera.

Chiediamo ora all'Ing. Alessandro Giovannini di spiegarci quali sono i vantaggi riservati al progettista che utilizza i modelli BIM di Valsir.

Come siete entrati in contatto con la tecnologia BIM?

Da 30 anni Valsir opera in più di 90 mercati in tutto il mondo e ha relazioni di collaborazione consolidate con studi di progettazione e società di costruzione internazionali. Ci sono Paesi che si sono avvicinati prima di altri al BIM e queste esperienze ci hanno permesso di entrare in contatto con la tecnologia BIM e capirne immediatamente le opportunità e i vantaggi.

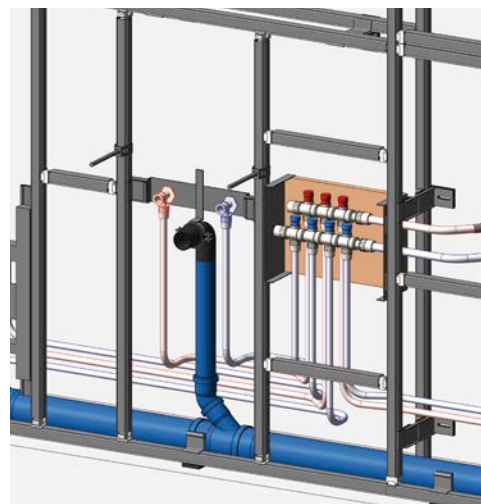
Parliamo dell'attività di Valsir in ambito BIM: da quanto tempo è orientata in questa direzione?

Valsir ha iniziato lo sviluppo dei primi modelli BIM nel 2012 e, da allora, ha costantemente ampliato, aggiornato e sviluppato le proprie famiglie fino a completare buona parte della propria produzione di prodotti per la termoidraulica; questo ha reso la nostra suite Revit® per la termoidraulica la migliore oggi presente sul mercato.

L'intervista integrale a Nicola Zanca e Alessandro Giovannini sarà pubblicata su www.valsir.it



Ing. Nicola Zanca e Ing. Alessandro Giovannini



In this issue...

12 Roudtable D.Lgs 28/2011

From 1 January 2017, as required by Legislative Decree no. 28/2011, for all new buildings and major renovation for the mandatory percentage of coverage from thermal renewable sources for heating services, cooling and domestic hot water passes by 35% to 50%. It's a goal currently achievable?

By Editorial Staff

Keywords: D.Lgs 28/2011, renewable energy

16 Montreal Protocol: light and shade

Twenty-one Conferences of the Parties for the Montreal Protocol have so far followed one another to try and reach a global agreement on the measures to protect our environment. The science and industry have struggled to implement the recommendations issued: however too many States have not yet ratified the relevant agreements. The European Union has been the only one to put in force and successfully apply Directives and Regulations on the matter. The article examines the state-of-the-art of refrigerants currently in use, those to be replaced in determined periods, possible existing alternatives and those in progress. Summary tables are offered to illustrate the situation and show possible alternatives.

Carmine Casale

Keywords: refrigerants, alternatives

26 Electric heat pumps to produce DHW

The use of heat pumps for hot water production is an interesting perspective but there are two critical points to be considered regarding the power of the plants and the thermal level of produced water temperature. In this paper we analyze and compare the technologies on the market and their energy performance

Michele Vio

Keywords: electric heat pumps, hot water

36 Light simulation for indoor environmental quality and energy saving purposes

The topic of lighting in indoor spaces plays nowadays a central role in the design process of indoor environmental quality perceived by the occupants and of the related energy consumption. Within this context, the paper describes the more widespread numerical tools which can be used by practitioners to simulate electric light and daylight for comfort and energy applications. Initially, the parameters which take part to the integration process of electric lighting and daylighting are presented, including the corresponding standard requirements. Later, the simulation tools for the calculation of such parameters are analyzed. The tools are distinguished in tools which allow electric lighting analyses only, integrated electric lighting and daylighting analyses and integrated lighting and thermal analyses to be carried out. Output of this latter type of software is the calculation of the overall energy consumption of the building (for lighting, heating and cooling).

Chiara Aghemo, Valerio R. M. Lo Verso, Luigi Giovannini

Keywords: simulation tools, visual comfort assessment, light/daylight simulation, integrated energy simulation

42 How to simulate daylighting

Daylighting is one of the aspects of building design that is not always considered as it deserves. A number of studies have shown that it has in uence on productivity improvement, absenteeism reduction, learning capacity and shorter hospital stays. Daylighting in architecture is tightly connected with transparent openings, and so with a number of aspects, such as aesthetics, connection with circadian cycles, energy consumption for artificial light, heat loads, visual connection with external areas and, above all, comfort. The main challenge for daylighting design is to balance all aspects, without losing focus on energy and environment, that could have also a huge impact on the overall building life-cycle. To optimize design, it is possible to use simulation software's, to predict daylighting efficiency of the building under different conditions, considering also typical climate data. Among all tools, Radiance is the most flexible and adaptable, and it can also be used in connection with other 3D modelling software's.

Andrea Fornasiero, Giorgio Butturini, Roberto Zecchin

Keywords: daylighting, simulation software, radiance

48 Comparison among refrigerants for air-conditioning applications under the F-Gas regulation

The actuation of the EU regulation 517/2014 (so called F-GAS regulation) will determine relevant changes in the market of refrigerant fluids for the air-conditioning sector. Although the lack of precise application rules in the long period, a wide spread of the low GWP refrigerants is expected. At the moment several low GWP (<20), both synthetic and natural ones, are available. The introduction of some of them in the market of the air-conditioning appliances is limited by their flammability: it is currently possible to build high capacity heat pumps with low refrigerant charge, but only for indirect expansion systems; instead for direct expansion systems the choice of the refrigerant is still related to a compromise between safety concerns from one side, rules and attempts of environmental impact reduction on the other side. In this paper, for both direct and indirect expansion systems, several options have been considered as potential refrigerants for the air-conditioning sector (CO₂, pro-pene, R32, R1234yf, R1234ze), as alternatives to the most common refrigerants actually used (R134a, R410A, R407C). In particular, after the examination of the thermo-physical properties of these fluids and their direct environmental impact, a study is introduced about the determination of the performances and the total equivalent warming impact (TEWI). This investigation has been carried-out for several applications (split systems for household appliances, roof-top for commercial appliances, tertiary appliances with indirect expansion systems), fitting the technical design to each situation in terms of refrigerants and components available in the actual market, in order to analyze some technical issues that will affect the evolution of the market in the next years.

Rita Mastrullo, Alfonso William Mauro, Giuseppe Peter Vanoli

Keywords: refrigerants, GWP, heat pump, air-conditioning systems, global warming.

Call for research papers

AiCARR Journal ha istituito «la pagina della ricerca» che, oltre a presentare un articolo di qualità dedicato alla ricerca, riporterà una rubrica di sintesi sulle attività di ricerca in corso nei vari settori di interesse dell'Associazione.

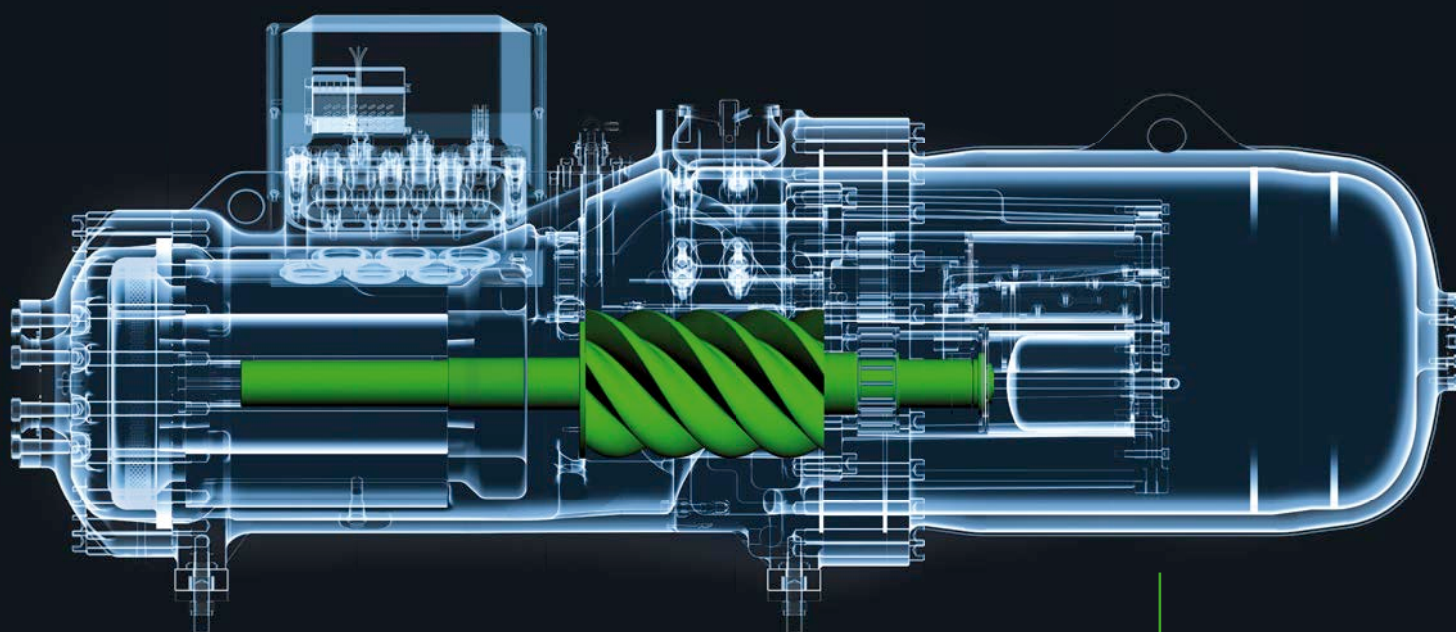
Temi di interesse

La pagina della ricerca pubblicherà articoli o abstract su climatizzazione ambientale attiva e passiva, refrigerazione, sfruttamento delle fonti energetiche rinnovabili ai fini della climatizzazione ambientale e della refrigerazione.

Come partecipare

Per la pubblicazione di un articolo in tale sezione occorre seguire la procedura riportata nella pagina web dell'Associazione sotto /Editoria e libri/Aicarr Journal. L'accettazione dell'articolo sottoposto è comunque subordinata all'esito positivo del processo di revisione da parte di esperti del settore, specificatamente individuati dal Comitato Scientifico della rivista.

HF0-ready



CSW

OTTIMIZZA LE PRESTAZIONI.
RIDUCE I COSTI.



Il compressore è il cuore di ogni sistema di refrigerazione. Gli affidabili modelli CSW per bassa condensazione operano in sistemi per comfort ed unità di processo e soddisfano ai requisiti del Regolamento Europeo sugli F-Gas Nr. 517/2014. Con BITZER si potranno così realizzare applicazioni di refrigerazione e condizionamento con una straordinaria qualità ed un funzionamento ineccepibile. Per saperne di più sui nostri prodotti: www.bitzer.it



THE HEART OF FRESHNESS

RECUPERATORE DI GAS REFRIGERANTE CERTIFICATO PER GAS A2L

Inficon, azienda di Syracuse (NY) specializzata nella produzione e vendita di attrezzature per la refrigerazione e il condizionamento e rappresentata in Italia da TDM sas, ha lanciato sul mercato il recuperatore di gas refrigeranti Vortex Dual. Il prodotto è caratterizzato da:

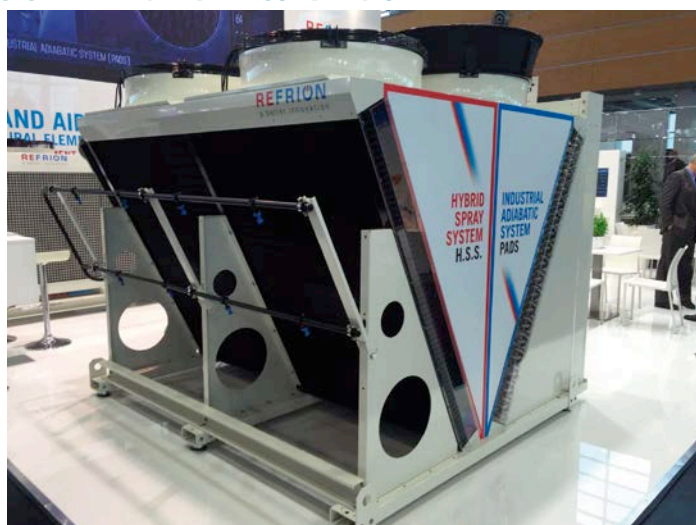
- Compressore a doppio pistone da 1 HP (0,746 kW);
- Condensatore a micro canale per facilitare il recupero del refrigerante in fase gassosa;
- Auto-spurgo senza la necessità di sostituire i raccordi.

Vortex Dual ha inoltre ricevuto la certificazione per l'impiego con i refrigeranti infiammabili classificati A2L. Il test sui potenziali componenti di innesco è stato eseguito secondo le ANSI / ISA 12.12.01 (Standard for Nonincendive Electrical Equipment for use in Class I and II, Division 2, and Class III, Divisions 1 and 2 Hazardous (Classified) Locations) e le prove sull'intera unità sono state effettuate con refrigeranti rappresentativi A2L quali R-32 e HFO1234yf dal Laboratorio Indipendente Intertek (ETL) di Columbus – OH nel mese di maggio 2016.

www.inficon.com



SISTEMA ADIABATICO IBRIDO



Il reparto Ricerca & Sviluppo di Refrion ha sviluppato il nuovo Hybrid Spray System (H.S.S.). Il nuovo sistema adiabatico ibrido permette di ottimizzare le prestazioni dell'unità attraverso la riduzione della temperatura dell'aria in ingresso, combinando il principio della saturazione adiabatica dell'aria alla nebulizzazione diretta d'acqua sulla superficie di scambio dell'apparecchio ventilato. Rispetto agli esistenti sistemi adiabatici Refrion, l'H.S.S. è in grado di saturare completamente l'aria di umidità, con una conseguente diminuzione della temperatura di ingresso dell'aria fino a -10 K. A diminuire è quindi la potenza elettrica assorbita dai ventilatori, in quanto lo scambiatore di calore, operando con un fluido più freddo, necessita di una portata d'aria inferiore e di conseguenza di un regime di rotazione dei ventilatori ridotto.

www.refrion.com

COMPRESSORI SCROLL CON TECNOLOGIA IDV

Danfoss lancia una nuova gamma di compressori scroll con IDV, tecnologia che rende il sistema particolarmente adatto per la nuova generazione di unità rooftop e chiller con refrigerante R-410A. La tecnologia della valvola di mandata intermedia IDV permette al compressore di evitare le perdite provocate dalla



sovracomprensione e, di conseguenza, il lavoro supplementare che il motore deve svolgere nel funzionamento a carico parziale — permettendo ai compressori scroll Danfoss DSH di risparmiare energia e migliorare l'efficienza stagionale e a carico parziale dal 3% al 10% nelle configurazioni standard.

Principali vantaggi

- Una maggiore efficienza a carico parziale per design.
- Retrocompatibilità per ridurre complessità e costi di riprogettazione.
- Un campo operativo esteso per un più ampio utilizzo in applicazioni complesse come raffreddamento IT, sistemi reversibili, process cooling, recupero di calore.
- Ulteriori combinazioni in parallelo permettono una superiore flessibilità progettuale.
- Nuovi livelli di robustezza del compressore e affidabilità del sistema.

www.danfoss.it

REFRIGERATORE CON CONDENSAZIONE AD ACQUA

Daikin Europe presenta il nuovo refrigeratore EWWD-VZ, ultimo arrivato nella categoria Chiller, capace di ridurre al minimo i costi di esercizio e le emissioni di CO₂. Estremamente compatto (con una riduzione dell'ingombro di



circa il 40%), il refrigeratore incorpora una serie di caratteristiche avanzate, garantisce una flessibilità di applicazione unica sul mercato e raggiunge un'elevata capacità di raffreddamento mantenendo bassi i consumi energetici. Questo perfetto equilibrio determina una particolare efficienza durante l'esecuzione a carichi parziali, pari al 97% del ciclo di funzionamento. Il refrigeratore raggiunge un EER pari a 5,7 a pieno carico e un ESEER fino a 8,3 a carico parziale.

Tecnologia avanzata

Il refrigeratore è frutto di innovazione applicata alle tecnologie più avanzate. Il design si basa sull'uso del compressore monovite con tecnologia Inverter, abbinato a uno scambiatore di calore ad alta efficienza di tipo allagato, che migliora del 60% la cessione di calore rispetto ai modelli precedenti. La nuova serie offre un'ampia gamma con modelli a singolo compressore da 450 kW a 1.100 kW e modelli più grandi a doppio compressore e doppio circuito con una potenza tra 1.200 kW e 2.100 kW alle condizioni nominali Eurovent.

www.daikin.it

REFRIGERATORI D'ACQUA CONDENSATI AD ARIA IN POMPA DI CALORE

ACM Kälte Klima ha da poco lanciato VCAEY, una nuova linea di refrigeratori d'acqua condensati in pompa di calore per la climatizzazione di grandi ambienti. I refrigeratori sono dotati di compressori scroll a velocità variabile, controllati elettronicamente da un inverter dedicato. Il gas utilizzato per il raffreddamento è l'R410A, conforme a quanto previsto dalle normative in tema di gas fluorati per la limitazione dell'emissione di agenti inquinanti in atmosfera. Grazie alle innovazioni tecnologiche finalizzate al controllo elettronico delle principali componenti (compressori, valvole, pompa, ventole), VCAEY consente di ottenere un risparmio energetico di oltre il 20% rispetto ai refrigeratori tradizionali. Con la pompa idraulica e l'inverter, la macchina modula efficacemente la resa calorica in base alle esigenze, offrendo una grande flessibilità di utilizzo. A tutto ciò si aggiunge un elevato livello di silenziosità durante la fase di funzionamento, ottenendo benefici anche dal punto di vista dell'inquinamento acustico.

www.acmonline.it



POMPA DI CALORE A GAS NATURALE

K18 è la pompa di calore firmata Robur che, per riscaldare casa, usa al meglio l'aria, energia rinnovabile sempre disponibile. Funziona semplicemente a gas ed è al vertice della classificazione energetica: A+++. Il sistema, disponibile da un anno, è stato sviluppato in 10 nuove versioni. A partire da K18 Hybrigas, l'ibrido che combina pompa di calore a gas aerotermica e caldaia a condensazione, integrata dal sistema di regolazione Armonia.

Di facile installazione, K18 evita le complesse integrazioni necessarie per il solare termico. Inoltre, è versatile perché ideale negli interventi di ristrutturazione ed efficientamento di edifici esistenti, essendo applicabile in impianti con terminali di distribuzione ad alta temperatura (radiatori). Con K18 è così possibile sostituire o integrare nel modo più rapido e semplice la vecchia caldaia a gas. È anche la scelta più adatta per le nuove case con terminali a bassa temperatura (pannelli radianti o fan coils).

www.robur.it



AIR HEAT EXCHANGERS



SHELL & TUBE



SPECIAL PRODUCTS



BRAZED PLATE

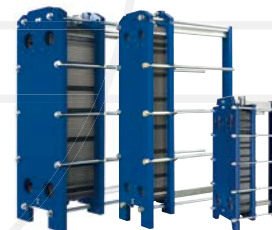


PLATE & FRAME



ADVANCED HEAT EXCHANGERS

Onda spa Headquarters

36065 Mussolente (VI) - Italy - Via Dante Alighieri, 27B - t. +39 0424 87633 - f. +39 0424 578667
onda@onda-it.com - www.onda-it.com

INQUINAMENTO DA BOVINI: UN'ALGA PER RIDURLO



Gli allevamenti di bovini sono responsabili di oltre il 5% delle emissioni serra androgene causato dal metano espulso dal loro stomaco (95%) e dal loro intestino (5%). Il metano ha un effetto serra 25 volte maggiore della CO₂, quindi ha un notevole impatto sui cambiamenti climatici. Ricercatori australiani hanno scoperto che inserendo nella dieta non più del 5% di una speciale alga marina (*Asparagopsis taxiformis*) la presenza di metano nelle eruzioni dei bovini viene praticamente annullata (99% circa). Per ora la produzione di quest'alga in Australia rappresenta quanto richiesto dal nutrimento del 10% dei bovini da latte di quel Paese, ma si prevede una crescita molto rapida di tali coltivazioni specie se la pratica si diffondesse globalmente, come auspicabile.

ALLARME SURRISCALDAMENTO GLOBALE

Una rilevazione del WMO (World Meteorological Organization) agenzia dell'ONU, riporta che nel 2015 la concentrazione media mondiale di Anidride Carbonica ha raggiunto 440 ppm (parti per milione). Una concentrazione elevatissima che se si dovesse protrarre a lungo comporterebbe l'impossibilità di pulire l'atmosfera nel breve periodo. Anche il metano ha raggiunto nell'atmosfera concentrazioni record insostenibili, 1845 ppb (parti per miliardo). L'anidride carbonica contribuisce per il 65% al surriscaldamento globale, il metano per il 17%, mentre ossido di azoto vi contribuisce per il 6% e altri gas per il 12%. Gli incrementi sono molto notevoli negli ultimi venti anni (+2,3 ppm di CO₂ dal 2014) e riguardano l'emisfero settentrionale del globo

REFRIGERARE I SUPERMERCATI CON L'ACQUA

La prima applicazione pratica di refrigerazione magnetocalorica (MRS) è avvenuta in un supermarket di Parigi (Carrefour) con l'entrata in funzione di un espositore refrigerato in cui l'elemento raffreddante è l'acqua. L'espositore è costruito dalla Cooltech e non ha quindi nessun gas refrigerante nel circuito del freddo. È forse il primo passo pratico verso l'eliminazione dei refrigeranti dannosi all'ambiente nella refrigerazione commerciale. Si è anche raggiunto una notevole riduzione dell'energia impiegata e un'ottima attenuazione del rumore.

R404A, CRESCE LA LISTA DEI SOSTITUTI

Il nuovo refrigerante R449B di Arkema si unisce ai refrigeranti R448A e R449A, prodotti rispettivamente Honeywell e Chemours, nella lista dei sostituti significativi per R404A. È una miscela di HFO e HFC particolarmente adatta per il retrofit di apparecchiature commerciali per la produzione di ghiaccio, per il trasporto refrigerato, per la refrigerazione alimentare sia in grandi complessi che in apparecchiature singole di conservazione e vendita in supermarket a negozi di alimentari al dettaglio. I tre refrigeranti citati sono non infiammabili ed hanno GWP intorno a 1300.

COP21, L'UE RATIFICA L'ACCORDO



Il 4 ottobre a Strasburgo, alla presenza del Segretario Generale ONU Ban Ki-Moon, il Parlamento dell'Unione Europea ha approvato la ratifica dell'accordo di Parigi sul clima già ratificato da diverse Nazioni. L'accordo stabilisce di cercare di mantenere la temperatura globale "ben al disotto" della soglia di 2 °C. Perché l'accordo diventi operativo in tutto il mondo, occorre che almeno 55 Nazioni dell'ONU rappresentanti almeno il 55% delle emissioni CO₂ equivalente globali ratifichino l'accordo. Nello stesso tempo, l'India ha annunciato la ratifica del trattato, aumentando così la possibilità che si raggiunga target prestabilito del 55%.

HFC, UTILIZZO IN CRESCITA NEI PAESI IN VIA DI SVILUPPO

Nonostante tutti gli sforzi per il contenimento delle emissioni dannose all'ambiente, la maggior parte dei Paesi in via di sviluppo, dove cresce vertiginosamente la domanda di impianti di refrigerazione e condizionamento dell'aria, fa largo uso di refrigeranti HFC. Bangladesh, Cile, Ghana, Colombia, Indonesia, Nigeria accrescono il consumo di HFC ad un tasso del 16% annuo. Un rapporto di CCAC (Climate and Clean Air Coalition) denuncia che se non si fa niente per contrastare questa tendenza, la situazione è destinata a peggiorare rapidamente perché altri Paesi si aggiungeranno a quelli prima citati. In quei paesi occorrono alternative che diano garanzie di efficienza energetica.

BLACK LIST REFRIGERANTI: 2024 O 2025?

AHRI, l'associazione statunitense dei costruttori HVACR, ha espresso la sua disapprovazione sulla decisione contraria di EPA, l'agenzia per la protezione ambientale, di posticipare al 1° gennaio 2025 (invece del 2024) la data effettiva nella quale alcuni refrigeranti usati nei gruppi refrigeratori di liquidi verranno depennati dalla lista delle nuove alternative significative (SNAP). La decisione, sostiene AHRI, non tiene conto delle reali esigenze del mercato e d'altra parte i benefici di un anno d'anticipo sono irrilevanti.

DAGLI USA NUOVE LIMITAZIONI ALLE PERDITE REFRIGERANTI

EPA, l'Agenzia statunitense per la protezione dell'ambiente, ha posto nuove limitazioni al tasso di perdita dei refrigeranti, che entreranno in vigore il prossimo 1° gennaio. Il limite di perdita che imporrà l'immediato intervento di riparazione quando il sistema di refrigerazione ha una carica superiore ai 25 kg, viene abbassato dal 35% al 30% per i processi industriali e dal 35% al 20% per gli impianti di climatizzazione. Gli impianti e le apparecchiature che superano i suddetti limiti saranno obbligatoriamente sottoposti a verifiche annuali o, secondo i casi, dovranno essere muniti di impianto di monitoraggio automatico con allarme per gli operatori (o gli utilizzatori). Il regolamento introdotto prevede anche che tutte le apparecchiature con carica compresa tra 2,5 e 25 kg mantengano una registrazione continua degli interventi a cui vengono sottoposti.

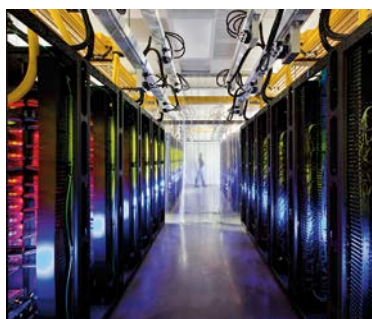
OTTIMI RISULTATI PER R407F

Honeywell ha annunciato di aver compiuto in Belgio il retrofit di oltre 15.000 installazioni con il suo refrigerante R407F, A1 GWP 1825 (Genetron Performax LT). Questo nuovo refrigerante appartiene alla vasta famiglia degli R407 ed è particolarmente indicato come sostituto di R404A e R407, insieme a R407H, A1 GWP 1378. Durante un test di lungo periodo questi impianti hanno consumato il 9% di energia in meno di quelli che usavano R407A e il 14% in meno di quelli che usavano R404A. R407F diventa uno dei sostituti più efficaci non solo di R22 ma anche degli altri refrigeranti banditi dai regolamenti europei.

OLI LUBRIFICANTI, VERSO L'ELIMINAZIONE

Con l'aumento degli interventi di sostituzione o retrofit dei refrigeranti, la rigenerazione e l'eliminazione finale degli oli lubrificanti più o meno contaminati dalla loro presenza diventa sempre più importante. Oggi esistono molte imprese specializzate che mettono a disposizione dei tecnici impianti collaudati e rispondenti ai regolamenti vigenti per la purificazione degli oli usati o per la loro dispersione. Particolari contenitori vengono utilizzati per questo servizio molto richiesto. Si ricorda che vi sono regolamenti specifici e severe sanzioni contro la dispersione in atmosfera della sia pur minima quantità di refrigerante o lo smaltimento dei lubrificanti nel terreno e negli impianti fognari.

DATA CENTER SEMPRE PIÙ GREEN



Per abbattere la voracità di energia elettrica degli impianti di refrigerazione dei loro data center, Apple e Amazon hanno spinto al massimo l'uso delle energie rinnovabili. Apple ha annunciato l'installazione di una centrale a pannelli solari da 50 MW nel suo centro-dati in Arizona e dal canto suo Amazon sta costruendo una centrale eolica da 235 MW per il suo centro in Texas. La centrale fotovoltaica di Apple in Arizona sarà la quinta costruita dalla società per i suoi centri e quella eolica di Amazon nel Texas è un progetto avveniristico con 100 turbine azionate da rotori che hanno un diametro doppio della lunghezza alare di un Boeing Jumbo 747.

IL TESSUTO CHE PRODUCE ELETTICITÀ

Un gruppo di ricercatori della Georgia University, USA, e dell'Accademia Cinese della Scienza ha inventato una nuova sorgente di energia. Si tratta di un tessuto (che può essere anche indossato) che con l'esposizione al sole e con il movimento produce elettricità. Il tessuto, di circa 0,33 mm di spessore, è un intreccio di celle solari in fibra di plastica e generatori a base di fibra che producono elettricità con lo sfregamento. Se impiegato in tende o altri sistemi di copertura l'ingente quantitativo di energia prodotta potrebbe essere utilizzata per il funzionamento di apparecchiature elettroniche o sistemi di maggiore potenza.

Efficienza ed eleganza



- Carrozzeria interamente metallica
- Umidostato elettronico.
- Vasca raccolta condensa da 6 litri.
- Uscita dell'aria verso l'alto "salvaspazio".
- Filtro dell'aria
- Spia di vasca piena o mancante.
- Spia sbrinamento.
- Predisposto per lo scarico continuo.
- Galleggiante di troppo-pieno attivo anche con lo scarico continuo.
- Quattro ruote pivotanti.
- Alta efficienza di deumidificazione.
- Tre potenze disponibili.
- 5 anni di garanzia senza costi aggiuntivi.
- Con pompa di scarico integrata (su richiesta)



www.cuoghi-luigi.it • info@cuoghi-luigi.it

DEUMIDIFICATORI serie Nader Midi

I deumidificatori Cuoghi della serie NADER MIDI sono equipaggiati con compressori rotativi e sono controllati da una scheda elettronica che ne ottimizza il funzionamento riducendo al massimo il tempo di lavoro necessario per ottenere l'umidità desiderata. Ciò significa un costo di esercizio ridotto e maggior rispetto per l'ambiente. Su tutta la serie filtro dell'aria professionale e umidostato elettronico.

NADER Midi: il deumidificatore professionale per uso domestico.

DESIGNED AND MADE IN ITALY

CUOGHI s.r.l.

via Garibaldi, 15 - 35020 Albignasego (PD) - Italia
tel. +39 049 862.90.99 - fax +39 049 862.91.35



Obbligo 50% rinnovabili negli edifici: problemi e soluzioni

Dal 1 gennaio 2017, come previsto dal D.Lgs. 28/2011, per tutte le nuove costruzioni e per le ristrutturazioni rilevanti la quota obbligatoria di copertura da fonti rinnovabili termiche per i servizi di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria passa dal 35% al 50%. È un obiettivo attualmente raggiungibile? Lo abbiamo chiesto ad alcuni rappresentanti delle categorie coinvolte — progettisti, produttori, università ed enti di normazione — con l'obiettivo di tracciare un quadro il più completo possibile della situazione e di raccogliere spunti di riflessioni su criticità e potenzialità di un Decreto molto discusso.

a cura della Redazione

IL PUNTO DI VISTA DEI PROGETTISTI

QUALI DIFFICOLTÀ COMPORTA PER I PROGETTISTI QUESTO INCREMENTO PERCENTUALE?

Risponde Luca Alberto Piterà, Segretario Tecnico AiCARR

Le difficoltà sono legate essenzialmente al fatto che il Decreto non è chiaro. Su tale tema AiCARR si è già espressa nel febbraio 2012 con un Position Paper disponibile sul sito dell'Associazione, in cui evidenzia che il valore limite di copertura del 50% da fonte energetica rinnovabile previsto per il 2017 è molto più alto di quanto richiesto dalla Direttiva Europea 2009/28/EU ed è, di fatto, **difficile se non impossibile da raggiungere in molte utilizzazioni nelle quali il fabbisogno estivo supera quello invernale**. Il D.Lgs. 28/2011 è l'unico decreto di recepimento delle Direttive Europee che non ha subito integrazioni o modifiche significative, nonostante l'Allegato 3 presenti alcune criticità che, se non rimosse, comporteranno il rischio di fare scattare il vincolo dell'impedimento tecnico e quindi di non fare raggiungere gli obiettivi prefissati. Tali criticità, evidenziate nel Position Paper, sono state ribadite recentemente nel documento programmatico per gli obiettivi 2020 – 2050 (de Santoli e Piterà, 2016) presentato durante il 34° Convegno Nazionale AiCARR a Bologna e successivamente inviato all'attenzione del Ministro dello Sviluppo Economico Calenda. A titolo esemplificativo, per quanto concerne la le rinnovabili elettriche si passerà dagli attuali 15 W/m² a 20 W/m² di superficie in pianta dell'edificio al livello del terreno. Per evitare problemi, AiCARR ritiene necessario programmare una serie di azioni, tra le quali:

- **risolvere la problematica legata alla copertura da fonti rinnovabili per il servizio di raffrescamento, eliminando il conseguimento delle quote di copertura.** Il

D.Lgs. non chiarisce se la percentuale di quota rinnovabile sia riferita alla richiesta termica, all'energia finale, quindi ai vettori energetici impiegati, o all'energia primaria. È evidente che al variare del riferimento e a parità di soluzione tecnologica si può o meno raggiungere la percentuale richiesta. Di conseguenza, se il sistema tecnologico adottato sfrutta fonti rinnovabili di energia solo per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria, l'energia necessaria (che non è chiaro se sia richiesta o spesa, secondo quanto appena detto) per il raffrescamento estivo proveniente da fonti non rinnovabili può essere compensata, completamente o in parte, dal surplus di energia da fonte rinnovabile sfruttata in inverno; evidentemente, in termini assoluti questo surplus è tanto maggiore quanto maggiore è il consumo energetico invernale, a parità di ogni altra condizione.

Pertanto si potrebbe verificare il paradosso che qualunque intervento finalizzato a limitare il fabbisogno invernale, cioè l'isolamento termico dell'involucro edilizio e l'installazione di

sistemi di recupero del calore, può essere penalizzante, perché riduce in termini assoluti il surplus di energia da fonte rinnovabile disponibile per il raffrescamento estivo e quindi il raggiungimento della quota di rinnovabile richiesta per il sistema nella totalità delle sue funzioni. In altri termini, si potrebbe soddisfare il requisito sulla percentuale di impiego delle fonti rinnovabili incrementando i consumi invernali in termini assoluti, ma ciò è di fatto impedito dal D.M. 25 giugno 2015 Requisiti Minimi, che impone vincoli abbastanza restrittivi sul fabbisogno di energia termica richiesta dal fabbricato e sulla energia primaria totale, comprensiva di quella da fonte rinnovabile.

Soluzioni semplici e immediate non ce ne sono: andrebbe cambiata radicalmente la struttura dell'Allegato 3, al fine di coordinarlo con le richieste del D.M. Requisiti Minimi;

- **promuovere le energie rinnovabili anche nel settore del teleriscaldamento e della cogenerazione.** Il D.Lgs. 28/11 considera energia da fonte rinnovabile anche quella proveniente da sistemi di teleriscaldamento, senza specificare se i sistemi di generazione utilizzati per alimentare tali reti siano a loro volta alimentati da fonti rinnovabili, come in realtà richiesto dalla Direttiva sulle fonti di energia rinnovabili di cui il D.Lgs. 28/11 è l'attuazione nazionale. Infatti, l'Allegato 3 prevede che l'edificio, se allacciato a una rete di teleriscaldamento, può non conseguire le prescrizioni relative alle quote di rinnovabili, indipendentemente da come la rete sia alimentata. Questo significa che, se si considerasse come sfruttamento di energia da fonte rinnovabile anche la produzione di energia termica da caldaie collegate a reti di teleriscaldamento, si premerebbero sistemi che nulla hanno a che vedere con l'energia da fonte rinnovabile;
- **aiutare gli enti locali nella preparazione delle strategie di promozione di sistemi di riscaldamento e raffreddamento basati su fonti rinnovabili;**
- **fornire strumenti di confronto dei costi e dei benefici nel ciclo di vita dei sistemi di riscaldamento e raffreddamento, al fine di poter valutare la migliore tecnologia, sotto il profilo di costo e di efficienza;**
- **valutare con maggiore attenzione l'impatto sulla qualità dell'aria causato dalla produzione di polveri sottili, ossidi di azoto, monossido di carbonio e diossine negli impianti di riscaldamento domestici.**

COME DOVREBBE CAMBIARE IL QUADRO LEGISLATIVO E NORMATIVO PER CORREGGERE LE EVENTUALI PROBLEMATICHE E GARANTIRE L'EFFETTIVA APPLICAZIONE DEL DECRETO?

Risponde Livio Mazzarella, Professore Ordinario di Fisica Tecnica Ambientale, Politecnico di Milano – Dipartimento di Energia

Dal punto di vista dell'Università, che si occupa principalmente di formazione superiore e di ricerca, ma che anche supporta tecnicamente e scientificamente sia gli Enti normatori che il Legislatore, quando consultata e ascoltata, il punto critico che rende difficoltosa l'applicazione del D.Lgs. 28/2011 all'ambito dei sistemi energetici per l'edilizia è proprio l'**Allegato 3**. Tale allegato impone dal 1 gennaio 2017 che gli edifici "devono essere progettati e realizzati in modo da garantire il contemporaneo rispetto della copertura, tramite il ricorso ad energia prodotta da impianti alimentati da fonti rinnovabili, del 50% dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria e" del 50% "della somma dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento".

Tale richiesta, **mentre risulta essere tecnologicamente ed economicamente fattibile e accettabile, se limitata alla sola produzione di acqua calda sanitaria, risulta difficilmente conseguibile e spesso economicamente insostenibile se riferita all'insieme dei consumi relativi ai tre servizi, riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria**. Tutto ciò indipendentemente dalla metrica utilizzata per calcolare la percentuale, che nel D.Lgs. con il generico termine consumi non è chiaramente riferita a una specifica quantità di energia (termica utile, finale, primaria).

Di fatto tale criterio, così come introdotto, risulta essere sperequativo rispetto ai servizi resi. Infatti, lo stato attuale della tecnologia consente di realizzare sistemi di produzione di acqua calda sanitaria e di riscaldamento ambientale che raggiungano il limite del 50% sia con componenti tecnicamente diversi sia con costi economici sufficientemente accettabili su quasi tutto il territorio nazionale. Ma **se l'edificio**, principalmente per una sua diversa destinazione d'uso ma anche per il residenziale, **è dotato di un impianto di climatizzazione estiva o di raffrescamento, la possibilità di raggiungere l'obiettivo del 50% è quasi una chimera**. Esistono ovviamente diverse soluzioni tecniche che consentono di produrre il "freddo" utilizzando fonti di energia rinnovabili, ma il loro attuale costo economico, la loro efficienza energetica e la necessità di disporre di un cospicuo numero di metri quadri ove porre o collettori solari termici sottovuoto o pannelli fotovoltaici o pannelli ibridi PVT, rendono molto spesso non conveniente o impossibile il loro impiego. In tal caso l'unica possibilità di raggiungere l'obiettivo è legata a un **"accumulo" di energia proveniente da fonte rinnovabile durante il periodo di riscaldamento tale da compensare anche la climatizzazione estiva**, che però evidentemente non deve essere energeticamente molto "esosa". Ciò risulta possibile in quei climi e quei casi dove il riscaldamento risulta dominante rispetto al raffrescamento. Si può così vedere come tale allegato, così congegnato, risulti penalizzare gli edifici che forniscono più servizi e quindi un maggior grado di comfort agli utenti e come spezzi in due il paese rispetto alla fattibilità tecnica economica del raggiungimento del 50% comprendendo la climatizzazione estiva.

"Che cosa andrebbe fatto?", è la domanda conseguente. **Andrebbe eliminato completamente tale vincolo sull'impiego delle fonti rinnovabili di energia, lasciando al solo indice sul fabbisogno di energia primaria il compito di spingere per il loro impiego, o modificato fissando le percentuali per servizio tenendo conto della realtà tecnico-economica in cui ci muoviamo**. Nel primo caso, basterebbe fissare un indice annuo sull'energia primaria NON-RINNOVABILE per servizio, notabene per servizio (riscaldamento, raffrescamento, acqua calda sanitaria, ecc.), sufficientemente basso in modo da spingere il progettista a ottimizzare l'impiego delle fonti rinnovabili, sia passivamente (operando sull'involucro) sia attivamente (con gli impianti), senza vincolarlo troppo sulle scelte possibili. Nel secondo caso, la quota rinnovabile andrebbe fissata per servizio specificando una volta per tutte a quale tipologia di energia si riferisce (termica utile, finale, primaria).

E qui veniamo al pasticcio legislativo-normativo sul modo di determinare tale percentuale. La specifica tecnica UNI/TS 11300-5:2016 "Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 5: Calcolo dell'energia primaria e della quota di energia da fonti rinnovabili", definisce la **quota di energia impiegata proveniente da fonti rinnovabili come il rapporto tra l'energia primaria da fonte rinnovabile e l'energia primaria totale** (da fonte non rinnovabile più quella da fonte rinnovabile) **utilizzate dall'edificio per tutti i servizi previsti**. È del tutto evidente che, scientificamente, questo è un **approccio del tutto sbagliato**. Basta fare un semplice esempio: a parità di energia termica ed elettrica richiesta dall'utenza posso accrescere tale rapporto dimezzando l'efficienza del convertitore di energia, ad esempio dei pannelli fotovoltaici da 0,1 a 0,05, e raddoppiandone l'estensione (cioè con il doppio di pannelli efficienti la metà e con probabilmente un costo totale minore). **Il segnale che si dà è che non conviene investire in miglioramento tecnologico perché questo fa diminuire la quantità di energia primaria estratta dalla fonte rinnovabile e quindi la quota rinnovabile**. Inoltre, mentre l'energia da fonte rinnovabile è praticamente infinita sulla scala temporale dell'umanità, il suo potenziale è invece finito. Ad esempio la potenza disponibile al suolo di radiazione solare per metro quadro è una quantità finita che dipende dal sito, dalle condizioni meteorologiche e dal giorno dell'anno. Quando avremo coperto tutti i metri quadri disponibili con pannelli scadenti, non avremo più possibilità di sfruttare la radiazione solare se non sostituendo, dopo e con costi maggiori, i vecchi scadenti pannelli con sistemi più efficienti. Come ha ben pensato di correggere il legislatore tale incongruenza? Violentando le leggi della fisica. Il D.M. 26 giugno 2015 – *Requisiti minimi* introduce infatti "ope legis" i fattori di conversione dei vettori energetici prodotti da fonti di energia rinnovabili ponendoli per i sistemi di conversione dell'energia solare in energia termica e fotovoltaica e dell'energia eolica tutti PARI ALL'UNITÀ. Quindi qualsiasi sistema di conversione adottato, indipendentemente dalla sua effettiva efficienza di conversione (che è quella che determina a parità di resa la quantità di energia estratta dalla fonte), richiede sempre la stessa quantità di energia primaria rinnovabile "legislativa", vanificando ancora una volta lo sforzo tecnologico per il miglioramento delle efficienze di tali sistemi e introducendo una chiara sperequazione tra le diverse tecnologie. Che cosa andrebbe fatto? Alla luce di quanto detto la cosa migliore sarebbe **abolire tale quota**, lasciando a un riformato requisito minimo sull'efficienza energetica degli edifici, espresso in energia primaria NON RINNOVABILE (come in tutto il resto dell'Unione EUROPEA) e non in una falsa energia primaria totale, com'è attualmente.

Risponde CTI, Comitato Termotecnico Italiano

Come CTI riteniamo che l'attuale quadro legislativo in materia di rinnovabili e, più nello specifico, **l'Allegato 3 del D.Lgs. 28/11 debba essere revisionato**. Sottolineiamo, in primo luogo, la **criticità dell'approccio mediante obiettivi fissi (quota fissa di rinnovabili) per tutti gli edifici indipendentemente dalle possibilità e dal contesto di ciascuno**. In secondo luogo, gli **obiettivi in termini di rinnovabili non tengono conto delle reali possibilità di raggiungimento degli stessi**. In tal senso l'ambizione dei requisiti non può superare quella che è la reale fattibilità tecnica e lo stato attuale della tecnologia; oltre a questo si dovrebbero anche considerare la fattibilità economica e il fatto che le scelte progettuali conseguenti agli obiettivi siano ottimali dal punto di vista del rapporto benefici/costi, come chiede lo stesso legislatore. Con la consapevolezza quindi che il citato Allegato 3 stia creando e creerà nel prossimo futuro non pochi problemi agli operatori, in ambito CTI si sta lavorando, insieme agli stakeholder del settore che siedono sui tavoli della normazione tecnica, per la formulazione di una proposta di revisione che tenga conto delle criticità evidenziate sopra e possa rendere effettivamente attuabile l'approccio scelto dal legislatore nazionale. Il lavoro è in progress e si è per il momento delineata una prima proposta con due principi base attorno i quali si stanno sviluppando le varie discussioni:

1) **quota di rinnovabile variabile ad esempio in funzione della zona climatica e della destinazione d'uso**.

Questo per cercare di cogliere le differenze in termini di possibilità e potenzialità nel raggiungimento di determinate quote da fonti energetiche rinnovabili. È infatti abbastanza evidente come un edificio residenziale in Sicilia sia energeticamente molto differente da un albergo in Valle d'Aosta; 2) **migliorare la sinergia tra requisito sulle rinnovabili e requisito sull'efficienza**, che tradotto in altre parole significa la possibilità di sostituire una parte della quota di rinnovabili con una riduzione dei fabbisogni, non solo nei casi di impossibilità, ma più in generale tutte le volte che il progettista reputi tecnicamente e/o economicamente più conveniente spingere maggiormente sulla riduzione dei consumi piuttosto che sull'installazione di FER. Quanto sopra riteniamo che sia in linea con i più recenti indirizzi e le raccomandazioni a livello europeo, che tendono a perseguire una maggiore connessione tra le direttive nonché tra gli obiettivi in materia di efficienza energetica e rinnovabili. Questo anche nelle more della revisione, attesa, delle Direttive 2009/28 (RED) e 2010/31 (EPBD).

La speranza è quindi che tale proposta possa trovare terreno più fertile rispetto a qualche anno fa e che tutte le analisi e gli studi effettuati in questo periodo abbiano contribuito ad aumentare la consapevolezza e, di conseguenza, la sensibilità sulle criticità evidenziate. Se questo è vero, come riscontriamo da qualche tempo a questa parte sui nostri tavoli, **la soluzione secondo noi è a portata di mano**.

[1] Fonte: *Renewables 2016 – Global Status Report*

[2] Fonte: *Heat Pumps Barometer, EUROBSERV'ER – 2016*

LE TECNOLOGIE ATTUALMENTE DISPONIBILI SUL MERCATO SONO IN GRADO DI SODDISFARE QUANTO RICHIESTO DAL D.LGS. 28/2011?

Risponde Assoclimate, Associazione dei Costruttori di Sistemi di Climatizzazione federata ad ANIMA

Non è facile stabilire se l'Energia rinnovabile E_{res} prodotta dalle pompe di calore possa soddisfare o meno la richiesta del D.Lgs. 28/2011 secondo cui "la quota complessiva di energia da fonti rinnovabili sul consumo finale lordo di energia" deve essere almeno del 50%. Questo perché, come produttori di tecnologie, non siamo in grado di calcolare la quota obbligatoria di copertura da fonti rinnovabili termiche per i servizi di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria in nuove costruzioni o ristrutturazioni rilevanti, verificando contestualmente che essa superi tale 50%.

Senz'altro possiamo affermare che l' E_{res} delle pompe di calore supera il 50% del loro consumo; tuttavia va considerato che, in uno scenario reale, la stessa **pompa di calore presenta E_{res} diverse a seconda della zona climatica nella quale è installata**, poiché dipendono dal clima e dall'efficienza stagionale della stessa pompa di calore: a Bolzano la pompa di calore funziona più a lungo e quindi produce una E_{res} maggiore che non a Palermo; al contrario, mentre i consumi per la climatizzazione estiva sono superiori a Palermo che non a Bolzano.

Possiamo invece dare un'indicazione legata ai **Regolamenti europei riguardanti l'efficienza energetica stagionale delle pompe di calore**, cioè ai livelli minimi di efficienza per l'immissione sul mercato europeo, **calcolati sul clima "average"**, quello di Strasburgo, che inizia con 1 ora/anno a -10°C (bin 21) e finisce con 74 ore/anno a $+15^{\circ}\text{C}$ (bin 46) per un totale di 4910 ore di stagione invernale.

A	B	C	D	E	F
	Efficienza stagionale minima%	SCOP minimo	E_{res}/Q_{usable} %	E_{res} usata	E_{res} disponibile per A/C estiva e ACS
aria-aria < 6 kW		3,80	73,7	13,2	86,8
aria-aria 6-12 kW		3,42	70,8	14,6	85,4
aria-aria > 12 kW	137		70,8	14,6	85,4
aria-aria Roof-Top	125		68,0	16,0	84,0
aria-acqua BT	125	$SCOP_{min} = (SPF_{min} + \sum fi) \times CC$	68,0	16,0	84,0
aria-acqua MT	110		63,6	18,2	81,8
acqua-acqua MT	110		63,6	18,2	81,8

A: tipologia di PdC;

B: efficienza stagionale minima, in termini di energia primaria, fissata dai Regolamenti europei;

C: SCOP minimo fissato dai regolamenti europei.

I regolamenti che fissano l'efficienza stagionale minima in termini di energia primaria la definiscono come:

$SPF_{min} = (SCOP/CC) - \sum fi$, dove:

$\sum fi$ = perdite per il controllo di temperatura 3% (aria-aria, aria-acqua, acqua-acqua),
perdite per pompe del condensatore 5% (acqua-acqua);

CC = fattore di conversione di energia primaria in energia elettrica = 2,5;

D: E_{res} , come percentuale della Q_{usable} (la Q_{usable} , cioè l'energia termica prodotta dalla PdC, corrisponde al fabbisogno termico dell'edificio da climatizzare;

E: E_{res} utilizzata per soddisfare il 50% dell'energia consumata per il funzionamento della PdC ($=100-D$)/2, espressa in percentuale della Q_{usable} ;

F: E_{res} disponibile per altri servizi, cioè per soddisfare il 50% dei consumi dovuti alla climatizzazione estiva e all'ACS, espressa come percentuale di Q_{usable} .

Se consideriamo i consumi elettrici come energia primaria, i valori di tabella diverrebbero:

A	B	C	D	E	F
	Efficienza stagionale minima%	SCOP minimo	E_{res}/Q_{usable} %	E_{res} usata x PdC	E_{res} disponibile per A/C estiva e ACS
aria-aria < 6 kW		3,80	73,7	29,6	70,4
aria-aria 6-12 kW		3,42	70,8	32,9	67,1
aria-aria > 12 kW	137	$SCOP_{min} = (SPF_{min} + \sum fi)$	70,8	32,8	67,2
aria-aria Roof-Top	125		68,0	36,0	64,0
aria-acqua BT	125		68,0	36,0	64,0
aria-acqua MT	110		63,6	40,9	59,1
acqua-acqua MT	110		63,6	40,9	59,1

Avendo preso come fattore di conversione $h = 0,455$ (Decisione della Commissione del 1-3-2013 2012/114/UE notificata C 2013 2082, pertanto $1,15 \times 1/h = 2,53$, arrotondato a 2,5).

È chiaro che in tale contesto l' **E_{res} disponibile a parità di PdC** (che dipende dal fabbisogno energetico dell'edificio, cioè dal clima) **è superiore a quella ottenibile nel clima italiano medio, dove però l'efficienza è migliore.**

Infatti nel clima "warmer" (Atene), paragonabile a quello delle zone più meridionali d'Italia, la stagione invernale va da 3 ore/anno a $+2^{\circ}\text{C}$ fino a 294 ore/anno a $+15^{\circ}\text{C}$ per un totale di 3590 ore. Con questi bin di temperatura l'efficienza della PdC è molto superiore, ma la durata del funzionamento, e quindi di produzione di E_{res} è molto inferiore (3590 ore contro 4910).

Avremo cioè, in Italia, un' E_{res} superiore in percentuale di Q_{usable} (energia termica prodotta), ma inferiore in valore assoluto, perché l'energia prodotta dalla PdC, è pari al fabbisogno energetico dell'edificio, inferiore nei climi più caldi.

Nella tabella, poi, sono state prese in considerazione PdC con l'efficienza minima per l'immissione sul mercato, mentre nella realtà queste presentano valori di efficienza superiore, e quindi anche i dati di tabella sono migliori.

NdA: Sappiamo che la formula $E_{res} = Q_{usable} \times (1 - 1/SPF)$ può lasciare perplessi, ma questo è quanto stabilito dalla Commissione Europea e recepito dalla legislazione italiana.

Risponde Climgas, Associazione costruttori e distributori di apparecchiature per la climatizzazione a gas

Così come per le pompe di calore elettriche, il D.Lgs. 28/2011 (paragrafo 4 dell'allegato 1) chiede alle pompe di calore a gas una quota parte minima di energia rinnovabile captata dalla sorgente fredda (aria, acqua, suolo) rispetto al totale ceduto all'ambiente da riscaldare.

Purtroppo **il metodo di calcolo della quota rinnovabile per le pompe di calore a gas è incompleto**, perché il predetto allegato non considera l'energia primaria consumata dalle pompe di calore per ottenere un determinato utilizzo di energia rinnovabile, ma solo l'energia "finale", cioè consumata sul sito di installazione.

Considerando unicamente ciò che la macchina preleva dall'ambiente (acqua, aria o terreno), senza curarsi di ciò che "spende" in termini di energia primaria non rinnovabile, fa sì che il valore del

fattore di copertura QR **non valuti in alcun modo il consumo di fonti fossili necessarie per ottenere tale risultato.**

Pertanto, quanto sopra citato risulta essere una discriminazione ingiusta per le pompe di calore a gas, dove l'energia finale quasi coincide con quella primaria, mentre per le pompe di calore elettriche è considerata al netto di quella consumata nella generazione dal parco termoelettrico, che nella conversione in elettricità dissipa più della metà dell'energia primaria in ingresso. Il problema si ripropone oggi poi con maggior gravità per quanto chiesto dai D.M. 26/06/2015 (redazione APE, requisiti minimi. . .)

La valutazione della QR, intesa unicamente come percentuale di energia prelevata da sorgente

fredda, può quindi risultare poco significativa e fuorviante se considerata in un contesto globale con avente come l'obiettivo di ridurre la riduzione del consumo di fonti fossili nella climatizzazione invernale.

Essendovi obblighi specifici di copertura, non differenziati per tecnologia, nella scelta dei sistemi di climatizzazione più efficienti, accade sistematicamente che tecnologie di generazione differenti, ma in grado di ridurre in egual modo l'indice di prestazione energetica EPh, si trovino marcatamente distanti in termini di rispetto degli obblighi di copertura con rinnovabili unicamente per un **vizio di calcolo nelle formule**. Trascurando il rendimento di conversione del parco elettrico nazionale, le tecnologie a gas sono ingiustamente svantaggiate ($QR = 25 \div 30\%$) rispetto alle tecnologie che utilizzano come vettore energetico l'energia elettrica ($QR = 50 \div 60\%$), e per tale ragione rischiano di essere erroneamente scartate nella progettazione e realizzazione degli impianti.

Il protrarsi di questa situazione sta provocando una dannosa e ingiustificata penalizzazione delle pompe di calore a gas nel "paniere delle tecnologie efficienti da utilizzare", mettendo in seria difficoltà le aziende di un settore in cui l'Italia eccelle, creando un danno al sistema Paese, che vede ridursi notevolmente gli strumenti per il rispetto degli obblighi imposti dall'Unione Europea. È quindi urgente e non più procrastinabile che venga sancita e formalizzata una valutazione equa per le tecnologie a gas come le pompe di calore ad assorbimento e a motore endotermico, considerando tutte le tecnologie con lo stesso criterio. È poi significativo il fatto che la valutazione della quota rinnovabile sia espressa correttamente per tutte le pdc in altri due decreti, ossia nei decreti del "conto termico" (28/12/2012 e 16/02/2016) dove è giustamente considerato il

rendimento di conversione del parco di generazione italiano. La risposta sarebbe quindi sì, ma eliminando una discriminazione dovuta **all'incompleta emanazione dei decreti attuativi (e correttivi) al D.Lgs. 28/11 che penalizzano ingiustamente le tecnologie rappresentate da Climgas e un intero settore**.

In attesa che tali modifiche vengano definite ed apportate, al solo scopo di verifica degli obblighi di copertura dei fabbisogni termici con le FER, Climgas chiede che **venga immediatamente accettata una procedura di calcolo in linea con quanto definito all'allegato 1, paragrafo 4 del D.Lgs. 28/2011, specifica per le pompe di calore a gas, basata su passaggi matematici indicati dal D.M. 28/12/2012 e dal successivo D.M. 16/02/2016 Conto Energia Termico 2.0 (attuativi del suddetto D. Lgs. 28/2011)**.

Nello specifico:

$$E_{RES} = Q_{USABLE} \times (1 - 1/SPF) \quad [\text{formula allegato 1, paragrafo 4, D. Lgs. 28/2011}]$$

dove:

- **per le pompe di calore elettriche:** $SPF = SCOP$. È la prestazione media stagionale della pompa di calore ottenuta tramite la UNI/TS 11300-4;
- **per le pompe di calore a gas:** $SPF = SPER/\eta$. È il rapporto tra la prestazione stagionale della pompa di calore ottenuta tramite la UNI/TS 11300-4 ed il rendimento del sistema elettrico nazionale η ;
- η . È il rendimento del sistema elettrico nazionale, ovvero il reciproco del fattore di conversione 0,46.

Risponde Enea, Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile

L'anno 2015, a livello mondiale, è stato un anno record per alcune tecnologie basate su fonti rinnovabili (fotovoltaico, eolico e idroelettrico) e alcune stime preliminari relative ai primi mesi del 2016 sembrano conservare tale direzione. Gli investimenti nel settore hanno avuto un grande incremento soprattutto nei paesi in via di sviluppo, in controtendenza con quanto previsto, mentre nel mondo sviluppato è stata registrata una tendenza al ribasso, più o meno consistente[1].

In Europa le installazioni sono diminuite del 60% tra il 2011 e il 2015. Questo fenomeno è riconducibile a diversi fattori: la recessione economica in Europa meridionale e i tagli retroattivi a sostegno per i progetti esistenti, che ha attenuato l'interesse degli investitori soprattutto in Italia. Al contrario il mercato delle **pompe di calore sembra non risentire di questo fenomeno**, infatti l'anno 2015 ha registrato forte incremento (in Italia risultano in esercizio circa 18,4 milioni di apparecchi, prevalentemente utilizzati per la climatizzazione estiva[2]).

Al raggiungimento di tale risultato ha sicuramente contribuito la spinta dell'efficienza energetica, in particolare attraverso il ruolo importante che è stato affidato alla diffusione degli edifici a energia quasi zero (Nearly Zero Energy Building – NZEB), caratterizzati da alta prestazione energetica, basso fabbisogno energetico e fornitura prevalente di energia da fonti rinnovabili autoprodotta. La realizzazione degli NZEB non può prescindere dall'applicazione di nuove architetture per edifici singoli o aggregati in cui si faccia uso di soluzioni innovative, che da un lato riducano il fabbisogno energetico e dall'altro incrementino le prestazioni dell'impianto termico. Ciò è ottenibile mediante soluzioni tecnologiche innovative che integrino più sistemi di generazione (a fonte rinnovabile e non), siano gestiti da sistemi di supervisione e controllo più complessi che facciano largamente uso di ICT e adottino logiche in grado di soddisfare vari obiettivi (economici, prestazionali, ambientali, confort, etc.) e di reagire alle esigenze mutevoli degli utenti finali (BEMS). L'uso sempre maggiore delle fonti rinnovabili non programmabili elettriche e termiche sta favorendo un crescente ricorso ai **sistemi di accumulo energetico** sia per massimizzare l'efficienza dell'intero impianto sia per ottimizzare la quota di autoconsumo limitando lo scambio

energetico con la rete da parte dell'utente finale. Varie possono essere le soluzioni tecnologiche e sistemiche alternative e/o integrative alla classica installazione dei sistemi di accumulo, come l'integrazione delle fonti rinnovabili elettriche non programmabili con sistemi di climatizzazione per gli edifici gestiti da un apposito sistema di controllo. L'obiettivo di tali architetture ibride è l'ottimizzazione dello sfruttamento delle risorse energetiche locali non programmabili, minimizzando i costi di investimento per lo stoccaggio dell'energia elettrica prodotta e massimizzando l'autoconsumo in loco ("edificio a km zero").

Il mercato già fornisce soluzioni ibride che integrano pompe di calore, caldaie a condensazione, solare termico e fotovoltaico e che permettono di soddisfare i requisiti richiesti dal decreto 28/2011. I sistemi di automazione che integrano logiche di regolazione e funzionamento, anticipano ed evitano che ciascun componente possa funzionare in condizioni di ridotto rendimento, selezionando e privilegiando in ogni singolo istante il sistema che permette la massima efficienza.

Gli attori del settore, grazie anche alla partecipazione a progetti sostenuti da finanziamenti nazionali e europei, guardano con interesse allo sviluppo di layout impiantistici meno diffusi basati sull'integrazione del sistema di generazione elettrica (es. campo fotovoltaico e accumulo elettrochimico) con il sistema di generazione termica (es. pompa di calore con accumulo termico), che potrebbero portare benefici economici per l'utente finale in relazione al sistema tariffario e incentivante previsto dalla normativa vigente (es. SEU, scambio sul posto).

Finora le politiche di sostegno all'efficienza energetica e alle energie rinnovabili hanno prodotto provvedimenti indipendenti e non correlati, tuttavia allo scopo di promuovere la diffusione capillare di soluzioni ibride, si rende necessario modificare tale consuetudine e rivedere la definizione dei requisiti per l'etichettatura dei dispositivi, per la climatizzazione e la ACS, nelle classi più efficienti in un'ottica di una integrazione tra i due settori (attività in tal senso sono già in corso presso i gruppi di lavoro della Commissione Europea).



Montreal, un Protocollo fra luci e ombre

Sul fronte dei fluidi refrigeranti le cose si stanno muovendo, con una serie di soluzioni alternative in chiave di sostenibilità. Ma il problema principale resta l'efficienza energetica e non solo quella degli impianti HVAC&R

di C. Casale*

CIRCA TRENTA ANNI FA il mondo scientifico e politico cominciò ad ammettere che lo stato di salute dell'ambiente peggiorava a ritmo impressionante. Ventotto anni fa si iniziò ad agire concretamente, indicando un'assemblea mondiale nella quale Stati sovrani e organizzazioni non governative interessate assumessero ufficialmente contezza del problema e ponessero mano a suggerimenti concreti, da trasformare in provvedimenti reali e mandatori.

Nacque così il Protocollo di Montreal, che prese il nome dalla città nella quale era stato firmato nel 1987 e che entrò in vigore nel 1989. Un accordo globale che, riconoscendo l'assottigliamento dell'ozono stratosferico quale effetto del rilascio in atmosfera di alcuni gas sintetici introdotti dall'uomo, dettava i provvedimenti da prendere per risolvere, o almeno contenere, il problema e che introdusse come indicatore della potenzialità dei gas considerati responsabili del danno l'ODP, l'Ozone Depleting Potential o potenziale di impoverimento dell'ozono. Si decise poi che tutti i partecipanti all'assemblea di Montreal si sarebbero incontrati ogni anno per valutare il decorso degli eventi, gli effetti delle misure adottate e le previsioni per quelle da implementare.

Nel 1992, nacque a Rio de Janeiro un organismo

delle Nazioni Unite, la UNFCCC, acronimo di United Nation Framework Convention on Climate Changes o Convenzione Quadro sui Cambiamenti Climatici, un Ente sovranazionale per monitorare la situazione e gli interventi necessari a correggerne i difetti.

Alla terza Conferenza delle Parti, nota come COP e tenuta nel 1997 a Tokyo, si dovette però concludere che il danno ambientale non era solo dovuto all'impoverimento dell'ozono stratosferico, ma, molto peggio, a un aggravamento delle condizioni climatiche all'interno della troposfera causate, per farla breve, dall'eccessivo accumulo dei gas sintetici e dell'anidride carbonica, che, permanendo nell'ambiente generavano una specie di cappa soffocante. Si definirono quindi alcuni indicatori per tener conto dell'impatto di ciascuno di questi gas, tenendo conto del fatto che anche alcune attività umane sono coinvolte nel generare il fenomeno. Le

emissioni furono battezzate emissioni serra, per il loro effetto, e l'anidride carbonica, espressa in tonnellate di CO₂ equivalente, fu presa come elemento di riferimento.

Fu introdotto anche il GWP, Global Warming Potential o Potenziale di riscaldamento globale, che indica il tempo limite stimato di permanenza del gas in atmosfera prima che si dissolva. Da subito gli Stati Uniti d'America, e la Russia molto subdolamente, non aderirono alle misure prescritte, dichiarando inaccettabile l'obbligatorietà dei provvedimenti che invece avrebbero dovuto essere solo volontari.

TORNIAMO DOPO QUASI DUE ANNI A PARLARE DELLO "STATO DELL'ARTE" DEI FLUIDI REFRIGERANTI. ANCORA UNA VOLTA NULLA DI DEFINITIVO PUÒ ESSERE SCRITTO — CONTINUA L'ESTENUANTE SFORZO PER LA PROTEZIONE DELL'AMBIENTE IN CUI VIVIAMO E LA SALVAGUARDIA DEL NOSTRO PIANETA. DOBBIAMO COMUNQUE ESPRIMERE IL NOSTRO APPREZZAMENTO PER QUANTO SCIENZIATI, INDUSTRIA CHIMICA E MECCANICA STANNO FACENDO IN QUESTA DIREZIONE CON PROFUSIONE DI ENERGIE, MEZZI ECONOMICI ED ENTUSIASMO.

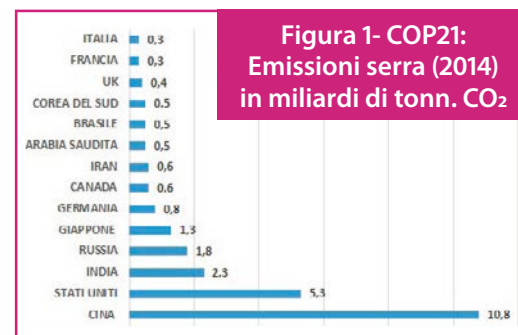


La situazione oggi

Si è arrivati così alla situazione attuale, con il COP 21 del 2015 a Parigi. Nonostante gli impegni teoricamente accettati da tutti, ma realizzati solo dall'Unione Europea, la situazione appare ancora gravissima. Il grafico in Figura 1 mostra le emissioni provocate nel 2014 dai maggiori Stati industrializzati: in un anno sono state emesse 40 miliardi di tonnellate di CO₂ equivalente, di cui il 24% dalla Cina, il 14% dagli Stati Uniti, il 12%

dall'Europa, il 5,7% dall'India, il 4,5% dalla Russia e il 3,3% dal Giappone.

Ma l'aspetto più grave è che, nonostante le buone reiterate intenzioni, pochissimi Stati hanno finora ratificato gli accordi e quindi non si riesce a raggiungere nemmeno il minimo stabilito a Kyoto, che risale al 1997, perché le disposizioni divengano obbligatorie: 55% dei partecipanti con almeno il 55% delle emissioni. Su 180 Paesi aderenti solo 24 hanno ratificato gli accordi, ben lontani dai due 55% richiesti (si pensi che ancora non l'hanno fatto neanche i governi di 24 isole, coalizzate in un'unica rappresentanza, prime vittime dell'eventuale



**Figura 1- COP21:
Emissioni serra (2014)
in miliardi di tonn. CO₂**

aumento di livello degli oceani per disgelo delle calotte polari (aumento che si dovrebbe assolutamente contenere entro due centimetri). Il famoso doppio 55% si potrebbe raggiungere solo se gli accordi fossero ratificati da Cina e USA (40% totale) insieme a Europa (12%, già ratificato pienamente) e Russia (3,3%) giacché la ratifica delle isole con 1,08% non basterebbe (dei Paesi in via di sviluppo neanche a parlarne).

Si apre quindi una grande speranza. Al G20 di quest'anno, tenuto a Hangzhou in Cina, Cina e Stati Uniti hanno dichiarato solennemente il loro accordo sulla necessità di imporre regolamenti obbligatori per tutti per salvare il mondo. Fin qui la grande apertura. Si attende con ansia che essa sia seguita dalla notifica formale. Non vi sono dubbi che la Cina ratificherà gli accordi,



MONTREAL PROTOCOL, LIGHT AND SHADE

Twenty-one Conferences of the Parties for the Montreal Protocol have so far followed one another to try and reach a global agreement on the measures to protect our environment. The science and industry have struggled to implement the recommendations issued: however too many States have not yet ratified the relevant agreements. The European Union has been the only one to put in force and successfully apply Directives and Regulations on the matter. The article examines the state-of-the-art of refrigerants currently in use, those to be replaced in determined periods, possible existing alternatives and those in progress. Summary tables are offered to illustrate the situation and show possible alternatives.

Keywords: refrigerants, alternatives

ma qualche serio dubbio permane per gli Stati Uniti, con l'imminente cambio della presidenza e la nota contrarietà finora espressa dal partito di maggioranza al Congresso. Ma la speranza, si sa, è l'ultima dea...

L'Unione Europea si può a ragione considerare portabandiera nella legislazione in favore dell'ambiente e nella sua applicazione. Una legislazione che, in sintesi, si è sviluppata su due direttrici: il controllo e la progressiva eliminazione dei cloro-fluorocarburi, i maggiori responsabili dell'impo-verimento dell'ozono stratosferico e dell'effetto serra, e il risparmio energetico con i molteplici riflessi geo-economici, non ultima proprio la protezione dell'ambiente.

A titolo di esempio vanno ricordate le più impor-tanti Direttive connesse con i problemi ambien-tali: la RES, Energy from Renewable Sources, per la valorizzazione delle fonti rinnovabili (Parlamento europeo, 2009a), la ErP, Energy related Products, per l'eco-compatibilità (Parlamento europeo, 2009b), insieme con la Ecolabel (Parlamento europeo, 2010a) per le classi energetiche, tutte conseguenze più o meno dirette della EPBD, Energy Performance of the Building (Parlamento europeo, 2002), e della EPBD recast (Parlamento europeo, 2010b), sul ren-dimento energetico in edilizia.

Più vicini al soggetto di questa breve disamina sono i regolamenti sull'uso e sulla produzione dei refrigeranti sintetici alogenati e il controllo di quelli naturali, gli idrocarburi non alogenati. Fra tutti il regolamento principe, UE 527/2014 (Commissione europea, 2014), sui gas fluorurati a effetto serra, i cosiddetti F-gas, che oggi rappresenta l'atto con-clusivo sul destino dei refrigeranti sintetici.

Particolare menzione merita la Direttiva MAC, Mobile Air-Conditioning Systems o sistemi di aria condizionata mobili (Parlamento europeo, 2006), che impone l'uso di refrigeranti con un valore di GWP minore di 150 nei sistemi di climatizza-zione delle vetture. Il refrigerante R134a, finora utilizzato, caratterizzato da un valore medio di GWP pari a 1430 e da un indice di infiammabilità uguale a A1, dovrebbe essere quindi sostituito con miscele di olefine leggermente infiamma-bili, A2L, non essendoci in vista altra alternativa se non i naturali infiammabili, A3, da scartare per ovvi motivi; in Tabella 1 è riportato uno schema di classificazione. L'industria germanica e quella

Tabella 1 – Classificazione di sicurezza dei refrigeranti

Classificazione		Tossicità	
		Classe A	Classe B
Infiammabilità		Tossicità cronica più bassa	Tossicità cronica più alta
Classe 1	Nessuna fiamma di propagazione	A1	B1
Classe 2	Infiammabilità più bassa	A2	B2
Classe 3	Infiammabilità più alta	A3	B3

- Note:
- I refrigeranti di classe 1 non presentano propagazione di fiamma in aria a una temperatura di 60 °C a pressione atmosferica.
 - I refrigeranti di classe 2 sono moderatamente infiammabili e presentano un limite di infiammabilità inferiore maggiore di 0,10 kg/m³ alla temperatura di 60 °C e a pressione atmosferica e un calore di combustione inferiore a 19000 kJ/kg. La sotto-classe 2L, introdotta da ASHRAE, comprende i refrigeranti leggermente infiammabili, ad esempio gli HFO, l'R32 o l'ammoniaca e tutti i refrigeranti della classe 2 che hanno una velocità di propagazione della fiamma inferiore a 10 cm/s.
 - I refrigeranti di classe 3 sono altamente infiammabili e presentano un limite di infiammabilità minore o uguale a 0,10 kg/m³ alla temperatura di 60 °C e a pressione atmosferica o un calore di combustione maggiore o uguale a 19000 kJ/kg.
 - I refrigeranti di classe A sono quelli che non risultano tossici al per concentrazioni al di sotto di 400 ppm.
 - I refrigeranti di classe B sono quelli che risultano tossici per concentrazioni al di sotto di 400 ppm.

statunitense si oppongono a questa scelta per molte ragioni, che qui non riportiamo perché non di interesse in questa sede, e preferiscono l'R32, il cui GWP è molto alto, o addirittura propendono a passare a CO2, nonostante le alte pressioni di esercizio richieste. Le tensioni sussistono e la dia-triba appare di difficilissima risoluzione.

C'è da aggiungere una considerazione econo-mica. L'eco-compatibilità dei sistemi, che in fondo è conseguenza diretta del GWP dei refrigeranti utilizzati, è in genere inversamente proporzionale al loro costo. In altri termini, minore è l'impatto ambientale, maggiore è il costo. Né l'efficienza energetica risultante può in alcun modo com-pensare la perdita dell'investimento iniziale. Infatti, molti refrigeranti alternativi non permettono effi-cienze energetiche di rilievo o, per darne delle equivalenti al passato o talvolta migliori, richie-dono maggiorazioni dimensionali delle apparec-chiature e dei sistemi. A rendere più problematica e pesante per gli impianti eco-compatibili la valu-tazione della loro sostenibilità, la norma UNI EN ISO 14040 (UNI, 2006) introduce il concetto del Life Cycle Assessment, LCA, che analizza e computa il costo ambientale di tutta la vita di un sistema dalla nascita dei suoi elementi fino al suo smal-timento completo.

I fluidi frigorigeni oggi utilizzati e i possibili sostituti

Parliamo dunque dei gas idrocar-buri alogenati utilizzati negli impianti di refrigerazione, compresi quelli per il condizionamento dell'aria, trala-sciando quelli usati come espan-denti e per i sistemi antincendio. Ricordiamo che i componenti più dannosi per l'ambiente della loro molecola, che contiene carbonio, idrogeno, cloro e fluoro, in termini di ODP e GWP sono il cloro e, in maniera minore, il fluoro, che è per ora accettato oborto collo. Gli aloge-nati saturi, denominati CFC, e molti di quelli parzialmente alogenati, HCFC, per i quali la presenza di H diminui-sce la pericolosità, sono banditi e in via di eliminazione dall'uso e dalla produzione. Il fluoro è comunque oggetto di grande attenzione e resta presente, come vedremo, nella sosti-tuzione di CFC e HCFC.

Tra gli HCFC, sebbene già ban-dito in UE e oggetto di bando entro il 2020 quasi dappertutto a livello internazionale, sebbene in un primo momento permesso e raccoman-dato come alternativa di transizione ai CFC, R22 continua a essere larga-mente presente sul mercato e nella produzione per molti ed eccellenti motivi, quali le sue proprietà ter-modinamiche, il basso costo di pro-duzione e l'efficienza energetica che permette. Attualmente R22 è il refrigerante quantitativamente più



Tabella 2 – Possibili sostituti di R134a, R404A, R410A e R507A.
I valori del GWP sono indicativi

fluido base	Sostituto	Classe di sicurezza	GWP	produttore	denominazione
R410A (R507A)	R32 da classificare R452B	A2L	677	Daikin Honeywell Chemours	Non disponibile Solstice L41+ Opteon XL55
		A2L	714		
		A2L	676		
R134a	R450A R513A R513B	A1	547	Honeywell Chemours Daikin	Solstice N13 Opteon XP10 D4yb
		A1	631		
		A1	540		
R404A	R448A	A1	1273	Honeywell Chemours Daikin Daikin	Solstice N40 Opteon XP40 non disponibile D407
	R449A	A1	1282		
	R454A	A2L	237		
	R407H	A1	1378		

Tabella 3 – Refrigeranti – Stato attuale e alternative

Stato sostituzione	Sostanza	Sigla ASHRAE	GWP	Classe di sicurezza	Sostituto per
Transizione/service; vietati in nuovi impianti	Pura (HCFC)	R22	1700	A1	CFC
		R123		A1	
		R124		A1	
		R142b		A1	
A medio termine, con limiti a impiego	Miscele (specie con R22)	R401A	1130	A1	
		R402A		A1	
		R402B		A1	
		R408A		A1	
	Pura (HFC)	R23	14800	A1	R410A R22
		R32		A2L	
		R134a		A1	
		R125		A1	
		R143a		A2	
	Miscele	R404A	3920	A1	R22
		R407A		A1	
		R407B		A1	
		R407C		A1	
		R407D		A1	
		R407F		A1	
		R407H		A1	
		R410A		A1	
		R413A		A1	
		R417A		A1	
		R422A		A1	
		R422D		A1	
		R427A		A1	
		R507A		A1	
A lungo termine	Olefine (HFO) parzialmente alogenate	R1234yf	4	A2L	R404A R404A R134a R410a R134a R134a R404A
		R1234ze	6	A2L	
	miscele con HFC	R448A	1386	A2L	
		R449A	1397	A2L	
		R450A	601	A2L	
		R452B	676	A2L	
		R454A	631	A2L	
		R513A	714	A1	
		R513B	540	A2L	
A lungo termine, ammessi	naturali pure (HC e altre)	R170 (etano)	3	A3	
		R290 (propano)	3	A3	
		R600a (isobutano)	0	B2	
		R717 (NH ₃)	<1	A1	
		R718 (acqua)	1	A1	
		R729			
		(aria, ciclo aperto)			
		R744 (CO ₂)	3	A1	
		R1270 (propilene)	3	A3	
	miscele	R600a/R290		A3	
		R290/R170		A3	
		R723 (DME*/NH ₃)		A3	

*dimetiletano

presente nel mondo e questo spiega molte reticenze e difficoltà.

Tra i refrigeranti completamente esenti da cloro, con ODP nullo e GWP relativamente basso, sono stati introdotti da tempo e sono oggi principalmente utilizzati R134a, R407A, R410A e R507A, anche se il loro valore di GWP è ancora molto alto per le esigenze ambientali intervenute. Proprio per queste esigenze sono state studiate e recentemente introdotte in modo abbastanza diffuso le idro-fluoro-olefine, HFO, sulle quali si basano le speranze di mantenere in vita gli alogenati sintetici. Ma non dimentichiamo che le olefine sono in fondo degli HFC e che comunque questi ultimi sono sempre presenti nelle loro miscele.

Per quanto riguarda le alternative che si presentano oggi per sostituire i refrigeranti ormai incompatibili con la salvaguardia dell'ambiente, dobbiamo distinguere tra:

- alternative temporanee: F-gas senza cloro e loro miscele; tutti con valori di GWP inaccettabili, anche se con elevato indice di sicurezza da infiammabilità;
- alternative a lungo periodo: HFO, olefine e loro miscele con F-gas con valori di GWP bassi, accettabili dal punto di vista della sicurezza da infiammabilità, nonostante vi sia una leggera infiammabilità;
- alternative permanenti con fluidi naturali: HC non alogenati, presenti e disponibili in natura, con GWP quasi nullo, ma altamente infiammabili; ad esempio:
 - ▶ NH₃ (ammoniaca);
 - ▶ R723 (DME/NH₃), anche come alternativa all'ammoniaca;
 - ▶ R290, propano;
 - ▶ R1270 (propilene), anche come alternativa al Propano;
 - ▶ R744 (anidride carbonica), in regime sia subcritico in sistemi a cascata con NH₃, che transcritico, oppure come refrigerante sussidiario.

Una recentissima proposta dell'AHRI, lo statunitense Air-Conditioning, Heating & Refrigerating Institute, e dell'EPA, l'agenzia americana della protezione dell'ambiente, chiede che a partire dall'1/1/2025 R134a, introdotto come alternativa a R22 e per questo uno dei refrigeranti ora maggiormente utilizzati in tutto il mondo, R410A, R507A e R407C siano rimossi dalla lista dei sostituti accettabili in tutti i nuovi impianti, con qualsiasi tipo di compressore. È un significativo passo per lo studio dell'utilizzazione più allargata degli idrocarburi naturali, cercando di superare con mezzi tecnici i pericoli della loro infiammabilità.

In Tabella 2 sono presentate le possibili sostituzioni per ciascun refrigerante, mentre in Tabella 3 è riportata una sintesi per un confronto più immediato tra le possibili soluzioni.

Per quanto riguarda i chiller centrifughi, in sostituzione dei refrigeranti a bassa pressione sinora usati, R134a, R11, R123 e R245fa, Honeywell

ha già sviluppato HFO1234ze(E), caratterizzato da GWP = 6 e ha introdotto un nuovo refrigerante di bassa pressione, HFO1234zd(E), con GWP 1, A2L. Chemours ha introdotto HFO1336mzz(Z)GWP2 e R513A, con GWP = 631, come alternativa a R134a.

Sin qui le alternative realmente disponibili.

Per il momento, gli idrocarburi semplici non sono oggetto di attenzione negli impianti di refrigerazione di grande capacità, ma il settore comunque è in grande sviluppo come testimoniato anche dai molti articoli pubblicati sull'argomento da AiCARR Journal negli ultimi anni (Goetzler et al., 2011; Casale, 2012; Fenton, 2016; Piterà, 2012; Ragni, 2012; Redazione, 2012; Vio, 2013; Aprea et al., 2016; Boccardi et al., 2016).

Conclusioni

La recentissima notizia che i ghiacci della calotta polare artica continuano a sciogliersi, inaspettatamente in progressione maggiore degli anni passati, è uno sprone a fare di più, ma suona nello stesso tempo come una delusione in considerazione degli sforzi di contenimento delle emissioni, in particolare di quelle dei gas a effetto serra fatti in Europa e parzialmente negli Stati Uniti. La soluzione del problema può risiedere solo nella cooperazione globale. I Paesi cosiddetti in via di sviluppo, una volta che i maggiori responsabili dell'effetto serra abbiano aderito agli sforzi, debbono anche essi partecipare in modo efficace. In particolare Nazioni quali Ghana, Indonesia, Bangladesh, Cile e Colombia stanno aumentando il consumo di HFC dannosi a un passo di oltre il 16% annuo. Dovrebbe essere compito delle potenze economiche contribuire alla loro partecipazione al processo di riduzione di tali consumi prestando mezzi e tecnologie adeguate. Altrimenti continueremo a rincorrere un bersaglio, la sostenibilità, che si allontana progressivamente per l'irrefrenabile aumento della domanda globale. Si è parlato recentissimamente di larga adesione ai provvedimenti previsti a livello internazionale, ci riserviamo di vedere quanta realtà vi sia nei proclami.

Un'altra considerazione di fondamentale importanza nel discorso della sostenibilità è, secondo noi, la presa di coscienza che nel ciclo di vita completo dell'impianto, l'effetto serra diretto, quello dovuto cioè al refrigerante in sé, anche se quest'ultimo ha un GWP bassissimo, migliaia di volte inferiore a quello di un HFC, è estremamente trascurabile in confronto all'effetto indiretto causato dalla prestazione dell'impianto completo. Di conseguenza, spiace dirlo, l'effetto serra totale è in pratica uguale anche sostituendo l'eventuale HFC con olefine, miscele anche con HFC o gas naturali. Il problema principale resta l'efficienza energetica, e non solo quella degli impianti HVAC&R. Non vi è dubbio che i refrigeranti influiscono fortemente sull'effetto, ma il loro contributo è minimo rispetto alla (in)efficienza energetica di moltissimi impianti. Alla fine dei conti sembrerebbe più sensato agire

BIBLIOGRAFIA

- AA.VV. 2012. Refrigeranti ed efficienza – Nuove miscele a confronto (a cura della Redazione). AiCARR Journal, 17, 20-23.
- Aprea C., Cardillo G., Greco A., Maiorino A. 2013. Quanto è sostenibile l'R422D? AiCARR Journal, 22, 46-54.
- Aprea C., Cardillo G., Maiorino A. 2014. Anidride carbonica e R134a a confronto. AiCARR Journal, 29, 74-78.
- Aprea C., Greco A., Maiorino A. 2016. L'HFO1234YF come sostituto dell'HFC134A nei frigoriferi domestici. AiCARR Journal, 40, 52-58.
- Boccardi G., Botticella F., Lillo G., Mastrullo R., Mauro A.W., Trinchieri R. 2016. Pompa di calore a CO₂ con sistema di espansione a eiettori multipli. AiCARR Journal, 40, 32-36.
- Calabrese N., Boccardi G., Mauro A.W., Mastrullo R. 2014. Roof top a CO₂. Valutazione delle prestazioni invernali. AiCARR Journal, 26, 48-53.
- Calabrese N., Rovella P. 2012. Impianto sperimentale con pompa di calore ad R744 (CO₂) polivalente. AiCARR Journal, 15, 65-70.
- Calabrese N., Trinchieri R., Rovella P., Piazzolla C., Vio M., Pozzati M., Scalambri L. 2015. Pompa di calore a CO₂ abbinata a corpi scaldanti. AiCARR Journal, 32, 68-75.
- Casale C. 2012. Normative europea sulla sicurezza nell'uso dei gas refrigeranti. AiCARR Journal, 17, 42-45.
- Casale C. 2014. Fluidi refrigeranti: una questione sempre aperta. AiCARR Journal, 29, 28-31.
- Casale C. 2016. Refrigeranti 2L, rischio di infiammabilità? AiCARR Journal, 37, 18-23.
- Commissione europea. 2014. Regolamento delegato (UE) n. 527/2014 della Commissione del 12 marzo 2014 che integra la direttiva 2013/36/UE del Parlamento europeo e del Consiglio per quanto riguarda le norme tecniche di regolamentazione relative alla specificazione delle categorie di strumenti che riflettono in modo adeguato la qualità del credito dell'ente in modo continuativo e sono adeguati per essere utilizzati ai fini della remunerazione variabile. Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea n. 148/215 del 20.05.2014.
- Fenton D.L. 2016. CO₂ per la refrigerazione industriale. AiCARR Journal, 40, 26-31 (traduzione a cura di C. Casale).
- Goetzler W., Burgos J., Sutherland T. 2011. Refrigeranti verso l'impatto 0. AiCARR Journal, 7, 15-21.
- Parlamento europeo. 2002. Direttiva 2002/91/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 16 dicembre 2002 sul rendimento energetico nell'edilizia. Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea n. 1/65 del 04.01.2003.
- Parlamento europeo. 2006. Direttiva 2006/40/CE del Parlamento europeo e del Consiglio del 17 maggio 2006 relativa alle emissioni degli impianti di condizionamento d'aria dei veicoli a motore, che modifica la direttiva 70/156/CEE del Consiglio. Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea n. 161/12 del 14.06.2006.
- Parlamento europeo. 2009a. Direttiva 2009/28/CE del Parlamento europeo e del Consiglio del 23 aprile 2009 sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE. Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea n. 140/16 del 05.06.2009.
- Parlamento europeo. 2009b. Direttiva 2009/125/CE del Parlamento europeo e del Consiglio del 21 ottobre 2009 relativa all'istituzione di un quadro per l'elaborazione di specifiche per la progettazione ecocompatibile dei prodotti connessi all'energia (rifusione). Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea n. 285/10 del 31.10.2009.
- Parlamento europeo. 2010a. Direttiva 2010/30/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010 concernente l'indicazione del consumo di energia e di altre risorse dei prodotti connessi all'energia, mediante l'etichettatura ed informazioni uniformi relative ai prodotti (rifusione). Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea n. 153/1 del 18.06.2010.
- Parlamento europeo. 2010b. Direttiva 2010/31/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010 sulla prestazione energetica nell'edilizia (rifusione). Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea n. 153/13 del 18.06.2010.
- Piterà L.A. 2012. Gas fluorurati ad effetto serra, certificazione degli operatori. AiCARR Journal, 17, 72-75.
- Ragni A. 2012. I refrigeranti a basso GWP tra praticità, sicurezza ed economicità. AiCARR Journal, 17, 14-18.
- UNI. 2006. Gestione ambientale – Valutazione del ciclo di vita – Principi e quadro di riferimento. Norma UNI EN ISO 14040. Milano: Ente Italiano di Normazione.
- Vio M. 2013. Proposta di revisione del Regolamento (CE) n. 842/2006 su taluni gas fluorurati ad effetto serra. AiCARR Journal, 18, 14-17.
- Weber C., Horning C. 2016. Sistema CO₂ transcritico per la refrigerazione di un supermarket. AiCARR Journal, 36, 48-52 (traduzione a cura di C. Casale).

sempre più intensamente nella direzione dei consumi energetici in generale.

Al momento di andare in stampa si ha notizia di un altro importante accordo raggiunto a Kigali, Ruanda, nel quale circa 150 Paesi hanno convenuto di adottare misure severe, con sanzioni commerciali per i non adempienti, per la riduzione dell'uso di HFC in climatizzatori e frigoriferi domestici entro il 2020. Questo impegno integra quello di Parigi per mitigare l'innalzamento della temperatura dei mari da 2 °C a 1,5 °C entro la fine di questo secolo: il primo riguarda la riduzione delle emissioni serra in generale, questo è

specificatamente diretto all'uso dei refrigeranti dannosi nelle apparecchiature di più comune applicazione. Si prevede che la Cina ed altri 100 Paesi aderiranno all'impegno entro il 2024. L'Istituto per la Governance e lo Sviluppo Sostenibile prevede perciò che il risultato auspicato sarà raggiunto solo al 90%. È comunque un altro piccolo passo avanti. ■

* Carmine Casale, Libero professionista, Milano – socio AiCARR

TECNAIR LV

www.tecnairlv.it



F series

Condizionatori d'aria free cooling con raffreddamento adiabatico

- Risparmio energetico di oltre 80% rispetto ad un impianto con raffreddamento meccanico.
- Riduzione del consumo d'acqua di oltre il 60% rispetto ai sistemi evaporativi convenzionali.
- Utilizzo di acqua potabile. Non saranno necessari costosi impianti di demineralizzazione dell'acqua, indispensabili nei sistemi evaporativi convenzionali.



www.luvegroup.com

Compressori transcritici e *pdc* ad alta temperatura al centro di Chillventa 2016

a cura della Redazione

L'ATTENZIONE ALL'AMBIENTE e al risparmio energetico sono ormai diventati degli elementi-chiave nel mondo della progettazione e dell'impiantistica. Una conferma è arrivata dall'ultima edizione, la quinta, di Chillventa, fiera internazionale della community della refrigerazione, della climatizzazione, della ventilazione e delle pompe di calore, che si è data appuntamento a Norimberga, in Germania, dall'11 al 13 novembre scorsi.

Obiettivi climatici e nuovi refrigeranti

Il focus del salone, del Chillventa CONGRESS e dei forum specialistici di quest'anno si è concentrato, con una particolare evidenza, sugli attuali

obiettivi climatici, sull'ecodesign, sull'efficienza tramite la regolazione e sull'innovazione nella trasmissione del calore. Un ruolo altrettanto centrale ha giocato inoltre il tema dei refrigeranti.

I trend delineati dal Chillventa CONGRESS

Una direzione già delineata nel corso della conferenza che si è tenuta il giorno prima della fiera, che ha fornito informazioni ampie e qualificate ai 260 partecipanti da 31 paesi. Fra i principali temi trattati si è discusso soprattutto della politica del clima, dei trend nella tecnologia degli elettrodomestici, dell'Organic Rankine Cycle, del Gapometer di

EPEE, della Market Surveillance e delle pompe di calore ad alta temperatura.

Le novità viste in fiera

Vi presentiamo le novità più importanti viste in fiera. Per farlo abbiamo scelto di affidarci direttamente ai produttori, che abbiamo intervistato durante la kermesse, chiedendo loro di condensare in poche frasi le caratteristiche principali dei sistemi presentati come novità a Chillventa 2016. Potete guardare le singole interviste facendo riferimento ai qr code abbinati. ■

COMPRESSORI

COMPRESSORI TRANSCRITICI A CO₂ FINO A 100 MC/H

A Chillventa vanno in mostra i compressori per la refrigerazione ecologica con CO₂ della serie CD500 transcritici, da 40 a circa 100 mc/h, che Dorin propone prevalentemente per applicazioni industriali ma anche per impieghi commerciali e civili. La gamma CD500 è rappresentata da compressori a 6 cilindri con spostamenti volumetrici da 39,8 a 53,2 m³/sup>/h, permettendo ai suoi utilizzatori la possibilità di contenere gli spazi e i costi degli impianti di refrigerazione e/o pompa di calore diminuendo il numero di compressori necessari per ottenere risultati assolutamente interessanti.

Presentata anche l'intera gamma di compressori a CO₂ con integrazioni e migliorie.

www.dorin.com/it/



COMPRESSORI A 6 CILINDRI PER APPLICAZIONI CON CO₂ TRANSCRITICA



Bitzer a Chillventa 2016 ha portato diverse novità tecnologiche. Il prodotto più innovativo è la famiglia di compressori Ecoline Plus: compressori a 6 cilindri per applicazioni con CO₂ transcritica. Tra le innovazioni di questo prodotto si segnalano: il sistema di controllo capacità delle teste in modo discretizzato che consente una modulazione della potenza frigorifera tra il 10% e il 100%; possibilità di erogare l'alimentazione dell'olio al compressore in modo preciso tramite un sistema di controllo del livello e un sistema di iniezione dell'olio all'interno del carter. Inoltre, è possibile rilevare la temperatura di scarico del compressore e la pressione dell'olio nella pompa di lubrificazione. Tutti questi parametri sono collegati a un modulo che registra i parametri di funzionamento del compressore, tenendolo così sotto controllo. www.bitzer.de/it/



COMPRESSORI PER REFRIGERANTI A BASSO GWP

A Chillventa 2016 Tecumseh Europe ha posto l'accento su efficienza energetica e nuovi refrigeranti. L'azienda sta infatti introducendo una nuova gamma di compressori ottimizzati per l'utilizzo con i refrigeranti R134a, R404A, R452A e R513A. La nuova gamma "X", soddisfa i requisiti F-Gas e facilita l'utilizzo dei refrigeranti rispettosi dell'ambiente.

Le nuove serie TC, AE², AK2 e AJ² sono ottimizzate per l'uso con R290. Alcuni modelli AE² e la nuova gamma AJ² sono ottimizzati per l'utilizzo con HFO R1234yf. L'intera gamma di compressori Tecumseh HP è compatibile con R134a. I nuovi compressori serie VA e TC sono anche ottimizzati per il refrigerante R600a (isobutano). www.tecumseh.com/en/Europe



COMPRESSORI SCROLL PER CARICHI PARZIALI



A Chillventa 2016 Emerson, oltre ad aver presentato i nuovi compressori scroll ottimizzati per carichi parziali in R-410A, ha messo in mostra anche una gamma di soluzioni completa che comprende scroll, valvole ad espansione, controlli di surriscaldamento e di sistema. I nuovi compressori sono stati pensati per essere sviluppati con tutti i nuovi refrigeranti. I compressori non sono solo singoli, ma anche in tandem per aumentare la capacità dei circuiti refrigeranti. www.emerson.com/en-us



ACCESSORI E SISTEMI DI CONTROLLO

ACCESSORI PER CELLE FRIGORIFERE

Oltre ai prodotti classici e conosciuti sul mercato come i controlli per le celle frigorifere, a Chillventa 2016 Pego aggiunge una serie di accessori che completano l'installazione tipica che avviene in una cella frigorifera. Tra questi l'allarme uomini in cella ECP APE 03, per segnalare la presenza di personale all'interno della cella, il combinatore telefonico Expert GSM, che permette di segnalare a distanza tutte le anomalie della cella frigorifera, e la lampada Expert Led disponibile in diverse misure. www.pego.it/



SISTEMA DI GESTIONE MULTIZONA PER IMPIANTI AD ARIA

Tecnosystemi a Chillventa ha presentato la nuova linea del sistema Galaxy, seconda evoluzione più avanzata e attraente. Il sistema, tramite una macchina canalizzata, può regolare la temperatura che ognuno di noi desidera avere nelle stanze. Fino ad ora, ogni climatizzatore canalizzato aveva una gestione unica; tramite il nuovo sistema è possibile impostare la temperatura desiderata in qualsiasi stanza.

COME FUNZIONA? Tramite una centralina e delle bocchette motorizzate (o serrande) è possibile gestire la chiusura/apertura parzializzata della mandata della climatizzazione in quell'ambiente. Il segnale, essendo trasmesso in radiofrequenza, non necessita di cablaggi. Con ogni centralina si possono gestire fino a 16 zone.

www.tecnosystemi.com/



EVAPORATORE A ESPANSIONE SECCA E SEZIONE QUADRA

Onda a Chillventa 2016 ha presentato un evaporatore a espansione secca e sezione quadra. Vantaggio del prodotto è quella di poter mantenere la velocità di attraversamento sempre costante sui tubi, in modo tale da coinvolgere lo scambio su tutti i tubi senza far cambiare la velocità dell'acqua. Unico inconveniente che potrebbe avere il mantello a sezione quadra è che, a determinate pressioni, il lato potrebbe leggermente incurvarsi. Lo scambiatore rende circa 600 kW a condizioni nominali e, rispetto alla sezione con mantello rotondo, ha un miglioramento di performance che si aggira attorno al 7-8%.

www.onda-it.com/ita/



SCAMBIATORI MICROCANALE PER APPLICAZIONI IN REFRIGERAZIONE

Sanhua a Chillventa 2016 mette in mostra il nuovo evaporatore microcanale per applicazioni in refrigerazione. Oltre all'innovativo design, ciò che contraddistingue il prodotto è il suo sviluppo, ottenuto con una disposizione a serpentina e non con collettori.

I due principali problemi registrabili in refrigerazione con questo tipo di scambiatore sono: la distribuzione del refrigerante all'interno dei canali e il drenaggio dell'acqua. Per quanto riguarda il drenaggio, l'installazione verticale del prodotto, quindi con tubi in disposizione orizzontale, permette al flusso dell'aria che attraversa lo scambiatore il drenaggio dell'acqua verso il basso.

Per quanto riguarda invece la distribuzione del refrigerante, le dimensioni dei collettori sono molto piccole e ciò consente di aumentare le velocità all'interno dello scambiatore e avere un'ottima distribuzione.

www.sanhuaeurope.com/it

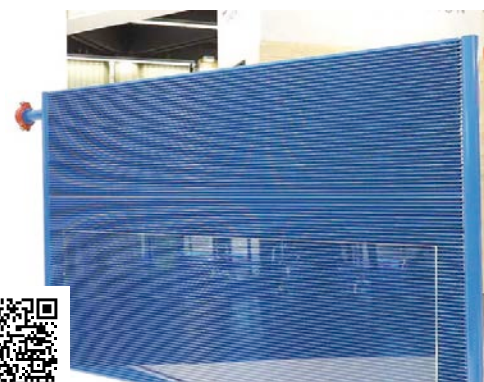


RAFFREDDAMENTO ADIABATICO E BATTERIA MICROCANALE AD ACQUA

ThermoKey a Chillventa 2016 ha presentato due prodotti. Evaporative Panel System (EPS) è una soluzione adiabatica dedicata ai dry cooler. È un sistema che permette di raggiungere un elevato grado di saturazione e quindi un efficace aumento di resa con bassi consumi dell'acqua che bagna i pannelli grazie ad una distribuzione omogenea e modulabile. L'EPS è progettato per cicli di funzionamento stagionali senza particolari limitazioni di tempo ed è completamente smontabile per le operazioni di pulizia e manutenzione.

La seconda soluzione è invece TKMicroH₂O – Batteria Microcanale ad Acqua che, rispetto all'equivalente tradizionale tube&fin, è più leggera, ha dimensioni inferiori, è più robusta, con ridotte perdite di carico lato aria (e conseguente risparmio energetico di aspirazione) e ridotti tempi di consegna. La batteria è dotata di flange e collettori maggiorati ed è pronta per essere utilizzata nei Dry Cooler ThermoKey, mentre la versione Freecooling (condensatore microcanale più TKMicroH₂O) è la soluzione ideale per i costruttori di Chiller.

www.thermokey.it/



SBRINAMENTO INTELLIGENTE E DOPPIO RAFFREDDAMENTO ADIABATICO

A Chillventa LU-VE presenta Nidea, autentica rivoluzione nel settore degli evaporatori per celle frigorifere. Una centralina è in grado di controllarne il funzionamento e di verificare quando l'evaporatore ha un adeguato quantitativo di brina per poi procedere allo sbrinamento. Sbrinamento che avviene non più a tempo, ma secondo

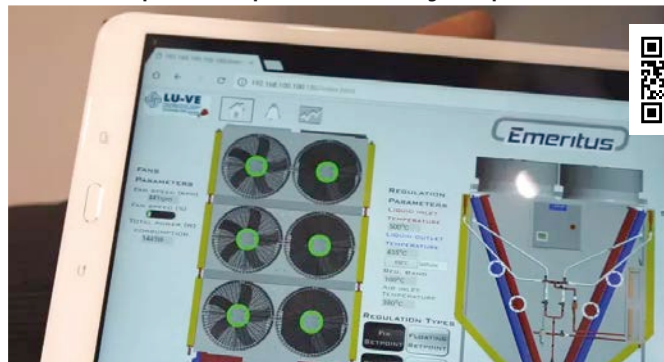
una logica del funzionamento al bisogno: si sbrina solo quando serve.

Presentato dall'azienda anche Emeritus, nuovo raffreddatore di liquido o condensatore che combina due tecnologie: la tecnologia dello spray e dei pacchi adiabatici. Grazie all'abbinamento di queste due soluzioni, il raffreddatore consente di aumentare la potenza termica scambiata di quattro volte rispetto al funzionamento a secco.

Innovativo è anche il sistema di regolazione che consente di programmare al meglio il funzionamento del prodotto in tutte le circostanze operative.

Per il mondo della refrigerazione commerciale, la divisione OEM di LU-VE ha invece presentato una nuova configurazione specifica per applicazioni con gas refrigerante propano e CO₂.

www.luve.it/



EXTRA COOLER ADIABATICO PER CICLI TRANSCRITICI E SUBCRITICI

Tra le novità portate a Chillventa 2016 da MITA c'è anche Alchemist, un extra cooler adiabatico in grado di lavorare sia nei cicli transcritici a CO₂ semplici o a doppia compressione che nei cicli subcritici con qualsiasi tipologia di refrigerante. Rispetto a un condensatore adiabatico tradizionale Alchemist consuma meno acqua, ha perdite di carico inferiori e, lavorando in ciclo subcritico come un sottoraffreddatore, raggiunge temperature d'uscita del refrigerante decisamente più basse poiché sta a valle del condensatore principale.

www.mita-tech.it/ita/





I campioni nel risparmio energetico

Ventilatori assiali HyBlade® ad altissima efficienza
per applicazioni in pompe di calore, chiller e roof-top



Così si riconoscono i veri campioni nel risparmio energetico:

- Tecnologia EC GreenTech ad alta efficienza
- Perfetta geometria delle pale con struttura ibrida
- Controllo della velocità 0-10V o con interfaccia MODBUS
- Silenzioso, compatto, facile da installare
- Soluzioni disponibili con FlowGrid e AxiTop integrati per un'ulteriore aumento dell'efficienza e della silenziosità

Scoprite di più sulla nostra nuova gamma di ventilatori assiali visitando il sito ebmpapst.com/hyblade

ebmpapst

The engineer's choice



Pompe di calore elettriche per produrre acqua calda sanitaria ad alta temperatura

L'utilizzo delle pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria è una prospettiva interessante ma vanno considerate due criticità che riguardano la potenza degli impianti e il livello termico della temperatura dell'acqua prodotta

di M. Vio*

Il D.Lgs. 28/11 PREVEDE per la produzione di acqua calda sanitaria il ricorso al 50% di energia prodotta da fonti rinnovabili. Lo stesso Decreto fissa la quantità di energia considerata prodotta da fonti rinnovabili per le pompe di calore secondo l'equazione:

$$E_{RES\%} = 1 - \frac{1}{SPF_{PdC}} = 1 - \frac{E_{Ass}}{E_{Pdc}}$$

dove SPF_{PdC} è il coefficiente di prestazione stagionale della pompa di calore, definito come il rapporto tra l'energia termica stagionale prodotta mediante la pompa di calore E_{Pdc} e quella spesa per il funzionamento della pompa di calore, compresi gli ausiliari, E_{Ass} .

Il decreto fissa anche un valore minimo del coefficiente SPF_{PdC} , pari a:

$$SPF_{Min} > \frac{1,15}{\eta}$$

dove η è il rendimento di trasformazione da energia primaria a energia elettrica, calcolato sul potere calorifico inferiore, che tiene conto anche della distribuzione attraverso la rete, e 1,15 è un coefficiente di maggiorazione fissato dalla Direttiva 28/2009.

Di conseguenza, se tutta l'energia richiesta per la produzione di acqua calda sanitaria fosse prodotta da una pompa di calore con SPF_{PdC} superiore al valore minimo previsto dal Decreto, fissato a 2,5, la percentuale di produzione da fonte rinnovabile sarebbe sempre superiore al 60%, per cui il limite minimo sulla produzione da fonti rinnovabili sarebbe sempre raggiunto, anche senza l'utilizzo di sistemi solari termici.

Pertanto, l'utilizzo delle pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria sembra molto interessante nelle ristrutturazioni e negli edifici di nuova costruzione, se non altro perché trovare superfici disponibili per posizionare dei pannelli solari termici non è né semplice né

automatico non solo nelle ristrutturazioni di edifici esistenti, ma anche negli edifici di nuova costruzione, perché si toglierebbe spazio a disposizione dei sistemi fotovoltaici. Di contro le pompe di calore sono soggette a due criticità nel caso di produzione dell'acqua calda sanitaria: il livello termico della temperatura dell'acqua prodotta e la loro potenza massima, questa solo nel caso di pompe di calore autonome per singoli appartamenti.

Criticità delle pompe di calore: temperatura dell'acqua prodotta

Più elevata è la differenza tra la temperatura della sorgente calda e quella della sorgente fredda di una

ENERGIA TERMICA ACCUMULATA IN UN SERBATOIO

È molto importante definire in modo corretto quanta energia sia accumulabile in un serbatoio in funzione del suo volume e quanta di questa energia sia in realtà disponibile per alimentare le docce.

In un accumulo senza stratificazione ogni punto è teoricamente alla stessa temperatura, per cui quando si carica il serbatoio dopo averlo completamente svuotato l'energia richiesta per portare l'accumulo alla temperatura desiderata è pari alla differenza tra la sua temperatura e quella della rete idrica, che generalmente è tra 12 °C e 15 °C. Nell'utilizzo quotidiano, però, difficilmente il serbatoio si svuota completamente, quindi è più utile capire quanta energia serve per aumentare la temperatura dell'accumulo da 35 °C, valore minimo per avvertire il getto d'acqua della doccia caldo o quantomeno tiepido, a quella desiderata.

Tale energia, però, non è quella realmente disponibile nella fase di utilizzo: lo sarebbe solo se lo scarico avvenisse senza formazione di miscela all'interno del serbatoio, cosa di fatto impossibile. Generalmente si può considerare utile, cioè scevro da miscela, solamente il 75% del volume del serbatoio, ed è su questo valore che si deve calcolare l'energia realmente utilizzabile e il numero di docce che l'accumulo può garantire senza essere ricaricato. La Tabella B1.1 mostra le prestazioni degli accumuli in funzione del volume e delle temperature dell'acqua al loro interno per alcuni casi, scelti con i seguenti criteri: 50 l è l'accumulo medio di una caldaia murale e serve solo per un confronto, mentre 200 l è quello suggerito dai costruttori di pompe di calore, in caso di fabbisogno di un appartamento con 2 bagni, se si accumula acqua a 50 °C; per chi scrive, questo valore è troppo basso ed è preferibile un accumulo di 300

Tabella B1.1 – Prestazioni degli accumuli in funzione del volume e delle temperature dell'acqua												
Dimensione dell'accumulo [l]	50			200			300			1.000		
Temperatura dell'accumulo [°C]	50	60	70	50	60	70	50	60	70	50	60	70
Potenza richiesta alla pompa di calore per aumentare la temperatura dell'accumulo in 1 ora, a partire da 35 °C [kW]	0,9	1,1	1,4	3,5	4,5	5,5	5,2	6,7	8,2	17,4	22,4	27,4
Tempo di integrazione con una caldaia da 24 kW [min]	2,2	2,8	3,4	8,7	11,2	13,7	13,1	16,8	20,6	43,6	56,1	68,5
Energia utilizzabile per le docce [kWh]	1,5	2,0	2,4	6,1	7,8	9,6	9,2	11,8	14,4	30,5	39,2	48,0
Numero di docce effettuabili senza reintegro*	1,1	1,4	1,7	4,2	5,4	6,6	6,3	8,1	9,9	21,0	27,0	33,0
Potenza di una resistenza elettrica richiesta per innalzare in 1 ora la temperatura dell'accumulo a 60 °C (ciclo antilegionella)	0,6	-	-	2,3	-	-	3,5	-	-	11,6	-	-
Tempo di integrazione fino a 60 °C con una caldaia da 24 kW [min]	1,5			5,8			8,7			29,1		

NOTA: * Per ciascuna doccia si considerano 50 l di acqua a 40 °C e un po' meno di 3 min di getto continuo, considerando una portata del soffione pari a 15 l/min.

litri (l). Il valore di 1.000 l è un riferimento, a partire dal quale si possono trarre le prestazioni per volumi diversi.

BOX 1

pompa di calore, minore è il COP e quindi, qualunque sia la sorgente fredda delle pompe di calore (aria, acqua di falda, o terreno) l'efficienza energetica è tanto più elevata quanto minore è la temperatura dell'acqua prodotta. Per questo, eccedere nella temperatura di produzione di una pompa di calore rischia di far perdere efficienza all'intero sistema.

Per contro, la temperatura dell'acqua prodotta è importante per due motivi sostanziali: la dimensione degli accumuli termici e la sanificazione dalla legionella. L'energia accumulata all'interno di un serbatoio è fortemente legata alla temperatura dell'acqua prodotta: a parità di consumo, il serbatoio deve essere tanto più piccolo quanto più è calda l'acqua in

esso contenuta (Box 1). La legionella viene completamente debellata se il batterio permane per almeno un'ora a 60 °C oppure 5 minuti a 70 °C: per temperature inferiori è necessario eseguire cicli periodici antilegionella, innalzando per un tempo sufficiente la temperatura dell'acqua dell'intero circuito dell'acqua sanitaria.

Dei refrigeranti sintetici attualmente utilizzati nella climatizzazione solo l'R134a è indicato per raggiungere una temperatura di produzione dell'acqua pari a 70 °C. Il più utilizzato R410A ha una temperatura critica di 74,7 °C, per cui realisticamente non è in grado di produrre acqua a temperature superiori a 60 °C con un ciclo frigorifero tradizionale subcritico. In alternativa, un'ottima soluzione è rappresentata dall'utilizzo del ciclo transcrito con R744, CO₂.

Per estrema semplicità si possono individuare 3 livelli termici di produzione:

- 50 °C: raggiungibili da qualunque pompa di

calore, sia con R410A che con R134a;

- 60 °C: raggiungibili da pompe di calore con R410A solamente con alcuni accorgimenti;
- 70 °C: non raggiungibili da pompe di calore con R410A, ma raggiungibili utilizzando R134a come refrigerante oppure R744 (CO₂) in ciclo transcrito.

Temperatura di produzione 50 °C

La Tabella 1 mostra i valori del COP teorici e quelli massimi raggiungibili in funzione della temperatura dell'aria esterna o della temperatura dell'acqua, nel caso di macchine che usino acque superficiali o terreno come sorgente fredda. I massimi raggiungibili sono indicativi e possono variare leggermente a seconda del tipo di refrigerante utilizzato, della complessità del ciclo frigorifero e delle curve di rendimento dei compressori. I valori in Tabella 1 sono calcolati tutti per rendimento isoentropico pari al 70% in qualunque condizione di funzionamento, ipotesi già di per sé non reale, in quanto il rendimento varia in funzione del rapporto di compressione, legato a sua volta alla differenza tra la temperatura di condensazione e quella di evaporazione. Tipologie di compressori diversi hanno però il punto di massimo posizionato in punti di lavoro diversi: difficilmente questo punto di massimo può raggiungere valori di rendimento isoentropico superiori al 75%.



ELECTRIC HEAT PUMPS TO PRODUCE DHW

The use of heat pumps for hot water production is an interesting perspective but there are two critical points to be considered regarding the power of the plants and the thermal level of produced water temperature. In this paper we analyze and compare the technologies on the market and their energy performance

Keywords: electric heat pumps, hot water

Tabella 1 – Valori di COP in funzione della temperatura della sorgente fredda. Temperatura dell'acqua prodotta 50 °C, ciclo frigorifero tradizionale

	T _{aria} [°C]	COP teorico	COP reale massimo
Pompa di calore ad aria	-20	4,61	2,20
	-10	5,38	2,50
	0	6,46	2,90
	10	8,08	3,50
	20	10,77	4,30
	30	16,15	5,70
T _{acqua} [°C]			
Pompa di calore ad acqua	10	8,08	4,00
	15	9,23	4,50

Come si può osservare dalla Tabella, i valori di COP diventano interessanti a partire da temperature dell'aria esterna superiori a 0 °C, mentre sono sempre molto buoni con pompe di calore che utilizzino l'acqua come sorgente fredda. Si può quindi sostenere che tutte le pompe di calore possono produrre acqua calda sanitaria con una buona efficienza in tutte le condizioni di funzionamento, a patto che la temperatura dell'acqua prodotta non superi 50 °C.

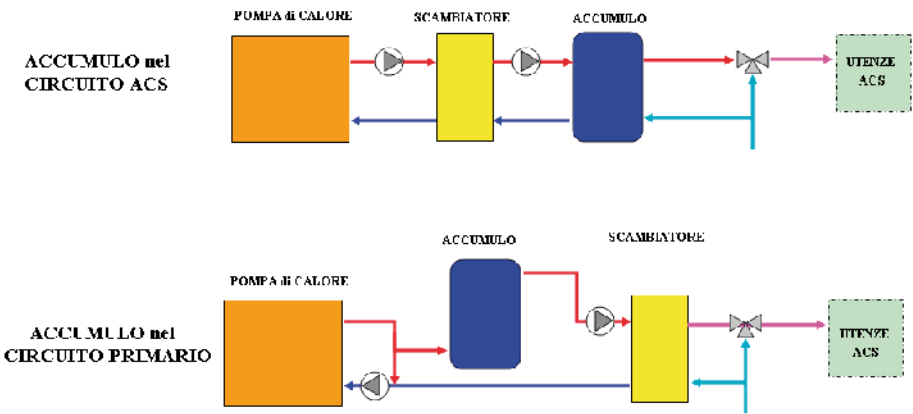
Il controllo della legionella con temperature dell'acqua prodotta inferiori a 60 °C

Quando una pompa di calore produce acqua calda a temperature inferiori a 60 °C, si corre il rischio di una proliferazione della legionella. Per ridurre tale rischio fino ad annullarlo, si possono effettuare cicli periodici di innalzamento della temperatura dell'accumulo dell'acqua calda sanitaria oltre 60 °C per un tempo sufficientemente lungo, oppure agire direttamente sullo schema idraulico.

La Figura 1 mostra due schemi idraulici differenti, uno con il serbatoio di accumulo posizionato direttamente nel circuito dell'acqua sanitaria, il più usato in assoluto, e l'altro con il serbatoio di accumulo posizionato nel circuito primario.

Nel primo caso è necessario effettuare dei cicli termici per il controllo della legionella. Se non si adottano gli accorgimenti descritti nei prossimi paragrafi, utilizzo del desurriscaldamento o di una caldaia di supporto, il modo più semplice per effettuare un ciclo di controllo della legionella è quello di innalzare la temperatura dell'accumulo mediante una resistenza elettrica. Tale sistema, sempre energeticamente ed economicamente dispendioso, ha senso solo nelle pompe di calore autonome a uso residenziale, dove una resistenza elettrica di piccola potenza riesce a innalzare la temperatura in un tempo relativamente breve (Box 1). Non è invece percorribile per impianti più grandi, a servizio di condomini oppure di alberghi, perché la potenza della resistenza elettrica

Figura 1 – Schema di posizionamento dell'accumulo dell'acqua calda sanitaria



diventa eccessivamente elevata.

Nel secondo caso, invece, l'accumulo di acqua tecnica è a monte dello scambiatore di produzione dell'acqua calda sanitaria: non vi è necessità di effettuare cicli termici antilegionella, almeno dal punto di vista teorico, perché l'acqua staziona solo per pochi secondi all'interno delle tubazioni a una temperatura tale da portare alla proliferazione del batterio.

Sembrerebbe quindi che lo schema con accumulo nel circuito primario sia il più vantaggioso in ogni situazione, ma non è sempre così. Infatti, questo schema può essere utilizzato nelle abitazioni dotate di pompa di calore autonoma a servizio di uno o due bagni, quando non vi è la necessità di installare un anello di ricircolo: in impianti simili l'acqua staziona a una temperatura superiore a 40 °C solamente per pochi minuti, quando il prelievo viene chiuso e il quantitativo di acqua coinvolto è limitato, per cui i rischi di proliferazione sono quasi nulli. Invece, quando si devono servire più bagni, come nel caso di un condominio o di un albergo, deve esserci l'anello di ricircolo dell'acqua calda sanitaria, che diventa il punto critico dell'impianto perché in tutto il circuito dell'anello l'acqua è sempre alla temperatura di distruzione, generalmente 48 °C, per cui questa parte dell'impianto deve essere trattata in modo opportuno. È ovvio che il volume di acqua coinvolto è decisamente minore di quello presente nel caso di accumulo direttamente sull'acqua calda sanitaria, per cui la potenza delle eventuali resistenze elettriche necessarie per il trattamento è ridotta.

A parte questo problema, comunque risolvibile, questo schema presenta due criticità importanti, una sempre presente e una limitata agli impianti per i condomini o per gli alberghi. La prima, comune a tutti gli impianti, è legata alla portata della pompa inserita tra l'accumulo e lo scambiatore, che deve essere molto bassa, per poter lavorare col salto termico più elevato possibile. Questo aspetto è molto evidente se si utilizza il software "Produzione di acqua calda sanitaria", disponibile gratuitamente per tutti i soci AiCARR nel sito dell'associazione, al cui uso si rimanda per approfondimenti: se la

portata fosse eccessiva, la temperatura dell'accumulo diminuirebbe non tanto per il prelievo di acqua da parte dell'utenza dell'acqua, quanto per la movimentazione di quest'ultima all'interno dell'accumulo.

La seconda criticità è presente solo nel caso di impianti collegati a diversi bagni, come nel caso dei grandi condomini o dei grandi alberghi. Quando si installa l'accumulo direttamente sul circuito dell'acqua calda sanitaria, la potenza dello scambiatore deve essere pari a quella della pompa di calore, calcolata alla massima temperatura della sorgente fredda e non a quella di progetto, cioè nel funzionamento estivo e non in quello invernale. La potenza della pompa di calore, come si può ricavare dal software citato, è molto più bassa rispetto alla massima potenza contemporanea richiesta per la ACS.

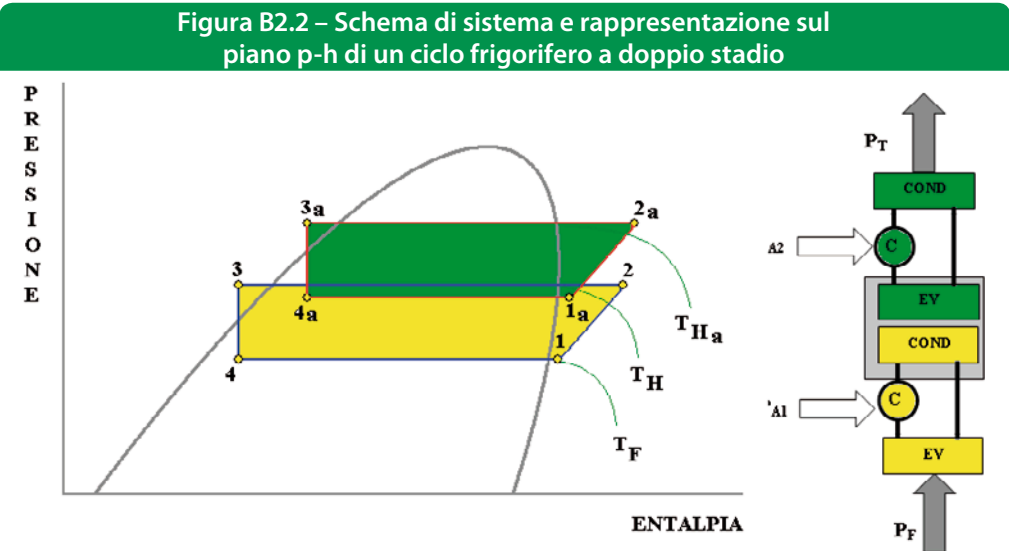
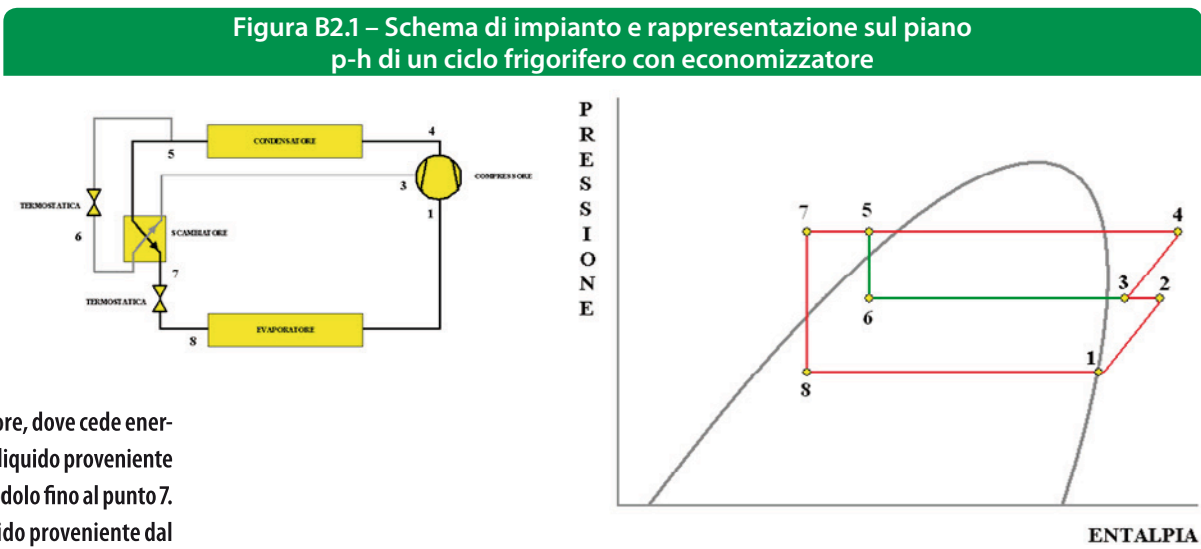
Quando invece si installa l'accumulo direttamente nel circuito primario, lo scambiatore va dimensionato sulla massima richiesta contemporanea di ACS possibile, valore non solamente elevato ma anche di difficile determinazione. La massima contemporaneità prevista dalle norme o dai metodi di calcolo più comuni considera un accumulo posizionato sempre sul circuito dell'acqua calda sanitaria e non sul circuito primario. Questa differenza è importante: se la norma prevede una massima contemporaneità del 60%; anche se per qualche minuto vi fosse una richiesta superiore, ad esempio 70÷75%, non si avrebbe alcuna conseguenza, perché il tempo di svuotamento dell'accumulo posto direttamente sull'acqua sanitaria calcolato è ben più lungo del picco di

CICLI FRIGORIFERI PER INNALZARE LA TEMPERATURA DELL'ACQUA PRODOTTA

La figura B2.1 mostra come lavora un ciclo frigorifero con economizzatore. All'uscita del condensatore, punto 5, una parte del liquido viene spillata e subisce una prima laminazione attraverso una valvola termostatica, raffreddandosi fino alla temperatura di cambio di fase corrispondente alla pressione di uscita dal primo stadio di compressione, punto 6. Quindi entra nell'economizzatore, che è uno scambiatore di calore, dove cede energia termica alla restante parte del liquido proveniente dal condensatore, sottoraffreddandolo fino al punto 7. L'energia termica sottratta al liquido proveniente dal condensatore fa sì che una aliquota di refrigerante evapori prima di entrare nel secondo stadio di compressione (nei compressori a vite è in contatto con una seconda luce di aspirazione, posta circa a metà dei rotori) per poi evaporare completamente perché il refrigerante viene iniettato nel compressore alle condizioni del punto 3 e durante l'iniezione il liquido vaporizza, sottraendo calore al vapore in uscita dal primo stadio di compressione, che si porta dal punto 2 al punto 3, raffreddandosi.

L'uso dell'economizzatore permette un miglioramento dell'efficienza tanto maggiore quanto maggiore è il rapporto di compressione, quindi, quanto maggiore è la differenza di temperatura tra la sorgente calda e la sorgente fredda. Si comprende pertanto perché l'utilizzo dell'economizzatore possa risultare interessante nelle pompe di calore che debbano produrre acqua calda ad alta temperatura.

La figura B2.2 mostra uno schema di sistema a doppio stadio, anche detto con cicli in serie, e la sua rappresentazione su un piano p-h, nella quale il primo stadio, quello inferiore, lavora con R410A e l'altro con R134a.



BOX 2

contemporaneità massima, per cui la temperatura dell'acqua inviata nel circuito rimane invariata. Non è così, invece, se l'accumulo è installato sul circuito primario: un picco di richiesta del 75% contro una contemporaneità prevista del 60%, sulla quale è stata determinata la potenza dello scambiatore, porta a una riduzione del 25% del salto termico previsto. Per esempio, se lo scambiatore è stato dimensionato con una contemporaneità del 60% per portare l'acqua da 12 °C a 48 °C, con un salto termico di 36 °C, un eventuale picco del 75% di contemporaneità nei bagni ha l'effetto di ridurre di 27 °C il salto termico e di limitare a 39 °C la temperatura dell'acqua prodotta dallo scambiatore. Gli utenti potrebbero avvertire questa riduzione improvvisa con un certo fastidio, per cui lo scambiatore va sovradimensionato.

Innalzamento della temperatura di produzione a 60 °C nelle pompe di calore a R410A: il ciclo economizzatore

Il refrigerante sintetico attualmente più utilizzato nelle pompe di calore è l'R410A, caratterizzato da una temperatura critica di 74,7 °C, pertanto poco adatto a innalzare la temperatura dell'acqua prodotta oltre certi valori. Per raggiungere una temperatura pari almeno a 60 °C, è necessario adottare un ciclo frigorifero più complesso, normalmente denominato "con economizzatore" (Box 2), che non è certo una novità assoluta, in quanto si usa da decenni nei gruppi frigoriferi di grossa taglia, dotati di compressori a vite o centrifughi, ma che è una soluzione relativamente recente, da circa un decennio, nel caso delle piccole pompe di calore, grazie all'introduzione sul mercato di compressori scroll dotati di una porta per l'iniezione di vapore.

La Tabella 2 mostra i valori di COP teorico e reale massimo in funzione della temperatura della sorgente fredda, aria e acqua, per una temperatura

di produzione dell'acqua calda sanitaria uguale a 60 °C. Come si può notare, i valori sono molto più bassi di quelli riportati in Tabella 1: l'adozione dell'economizzatore può far sì che con la pompa

Tabella 2 – Valori di COP in funzione della temperatura della sorgente fredda nel caso di ciclo frigorifero con economizzatore, refrigerante R410A $t_{\text{acqua, prodotta}} = 60\text{ °C}$, $h_{\text{isoentropico}}$ compressore = 70% e costante

	$T_{\text{aria}}\text{ [°C]}$	COP teorico	COP reale massimo
Pompa di calore ad aria	-20	4,16	2,00
	-10	4,76	2,20
	0	5,55	2,50
	10	6,66	2,90
	20	8,33	3,45
	30	11,10	4,20
	$T_{\text{acqua}}\text{ [°C]}$	COP teorico	COP reale massimo
Pompa di calore ad acqua	10	6,66	3,30
	15	7,40	4,60

di calore con R410A si superi la soglia dei 60 °C, per effettuare cicli anti legionella; in ogni caso, la produzione dell'acqua a questa temperatura è consigliata solamente quando strettamente necessario.

Innalzamento della temperatura di produzione a 70 °C: pompe di calore con cicli frigoriferi a doppio stadio e pompe di calore a CO2

È possibile aumentare la temperatura di produzione della pompa di calore fino a 70 °C in due modi distinti: adottando un ciclo doppio stadio (Box 2) oppure utilizzando pompe di calore a CO2 in ciclo transcritico, soprattutto se dotate di compressione parallela (Box 3). In Tabella 3 sono mostrati i valori di COP raggiungibili con queste due soluzioni.

I circuiti frigoriferi a doppio stadio possono essere collocati all'interno di una unica macchina oppure essere fisicamente separati, come nel caso dei sistemi VRF – VRV che adottano il cosiddetto modulo ad alta temperatura, una pompa di calore con refrigerante a R134a dotata di un proprio compressore (Vio, 2015).

Recentemente alcuni costruttori di gruppi frigoriferi polivalenti hanno presentato una proposta analoga con una pompa di calore acqua-acqua a R134a posizionata sul circuito caldo. La Figura 2 mostra uno schema di massima per una installazione alberghiera. Nel circuito del condensatore

Tabella 3 – Valori di COP ottenibili con la soluzione a doppio stadio e con pompa di calore a CO2 in ciclo transcritico

		Cicli frigoriferi doppio stadio R410A+R134a			Pompe di calore a CO2	
		ciclo teorico subcritico	ciclo reale subcritico		ciclo transcritico	
T _{aria} [°C]				con recupero di calore estivo	tradizionale	con compressione parallela
Pompa di calore ad aria	-20	3,81	2,09		2,55	3,22
	-10	4,29	2,31		2,95	3,66
	0	4,90	2,58		3,50	4,10
	10	5,72	2,92	3,70	4,35	
	20	6,86	3,35	4,70	5,70	
	30	8,58	3,83	6,20	6,80	
	40			7,40		
T _{acqua} [°C]						
Pompa di calore ad acqua	7			4,70		
	10	5,72	3,21		5,20	
	15	6,24	3,27		6,10	

del gruppo frigorifero polivalente viene inserita idraulicamente una pompa di calore acqua-acqua con R134a, con il solo scopo di innalzare la temperatura dell'acqua per la produzione di ACS.

Come si può notare, le soluzioni con cicli frigoriferi a doppio stadio danno ottime prestazioni nelle condizioni di funzionamento estivo, quando sfruttano in parte il recupero di calore

della condensazione per ridurre il salto di pressione necessario ad aumentare la temperatura dell'acqua prodotta fino a 70 °C. Risultati più scadenti si hanno nel periodo invernale.

Risultati decisamente migliori sono possibili grazie alle pompe di

POMPE DI CALORE A CO2 IN CICLO TRANSCRITICO

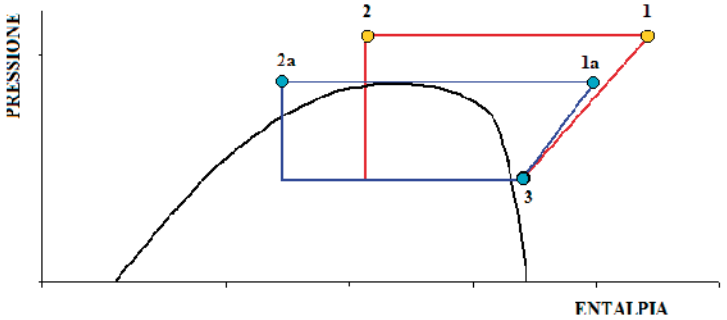
L'utilizzo della CO2 come refrigerante delle pompe di calore è un tema molto dibattuto, perché l'anidride carbonica è una sostanza naturale, con un effetto serra circa 1.000 volte inferiore di quello dei refrigeranti sintetici chimici. Del resto la CO2 è già utilizzata come refrigerante nei circuiti a bassa temperatura e in alcuni casi di media temperatura, nei sistemi a doppio stadio per la refrigerazione alimentare. Tutto dipende dalle sue caratteristiche termofisiche: la CO2 ha una temperatura critica di poco superiore a 30 °C e pertanto può essere utilizzata come un normale refrigerante se la condensazione avviene al di sotto di questo valore; ad esempio, nei sistemi a doppio stadio della frigoconservazione la condensazione avviene a circa -10 °C. Se invece la condensazione avviene a temperature superiori a 30 °C, si deve adottare un ciclo transcritico: durante la cessione di energia termica alla sorgente calda, com'è il caso di produzione di ACS, non c'è condensazione, ma raffreddamento di gas caldo. A questo punto entra fortemente in gioco la temperatura iniziale dell'acqua: solo se questa è bassa, come nel caso della produzione di acqua calda sanitaria a partire dall'acqua proveniente dall'acquedotto a una temperatura di circa 15 °C, la potenza fornita e il COP sono elevati.

La figura B3.1 chiarisce la questione. Si supponga di avere una pompa di calore a CO2 con evaporazione in aria che alimenta un impianto di riscaldamento in cui l'acqua di ritorno sia alla temperatura di 40 °C e che la pompa di calore stia lavorando con aria esterna a 0 °C, quindi con una temperatura di evaporazione pari a circa -10 °C. Il ciclo è quello rosso: all'uscita del compressore la CO2 si trova nel punto 1 a una temperatura di 125 °C, superiore a quella critica e a una pressione di 11 MPa (100 bar) e cede energia termica all'acqua, raffreddandosi fino al punto 2, dove la sua temperatura scende a 45 °C. La pompa di calore a CO2 permette quindi di raggiungere temperature di produzione molto elevate, perché è elevata la temperatura del refrigerante all'uscita del compressore e può alimentare l'impianto di riscaldamento. L'effetto utile è rappresentato dal segmento 1-2, e il COP, è il

rapporto tra l'effetto utile, segmento 1-2, e il lavoro del compressore, segmento 3-1. Se la temperatura di uscita del refrigerante viene abbassata, perché l'acqua deve essere riscaldata a bassa temperatura, come nel caso dell'acqua calda sanitaria il COP aumenta. Infatti, in riferimento al ciclo blu, il refrigerante cede energia termica all'acqua tra il punto 1a, dove ha una temperatura pari a circa 80 °C e il punto 2a, la cui temperatura è uguale a 17 °C, per cui è in grado di portare l'acqua calda sanitaria fino a 70 °C. Il COP del ciclo blu è maggiore di quello del ciclo rosso, perché aumenta l'effetto utile (segmento 1a-2a) e si riduce il lavoro di compressione (segmento 3-1a).

L'industria sta lavorando molto sui cicli transcritici della CO2 con soluzioni che permettono di aumentare ulteriormente l'efficienza nelle condizioni più critiche. Si stanno utilizzando cicli più complessi, con compressione parallela ed eiettori su liquido e vapore in grado di dare ottimi risultati (Fenton, 2016, Boccardi et al., 2016).

Figura B3.1 – Rappresentazione sul piano p-h di un ciclo transcritico di una pompa di calore evaporante ad aria che scalda acqua in ingresso a 40 °C

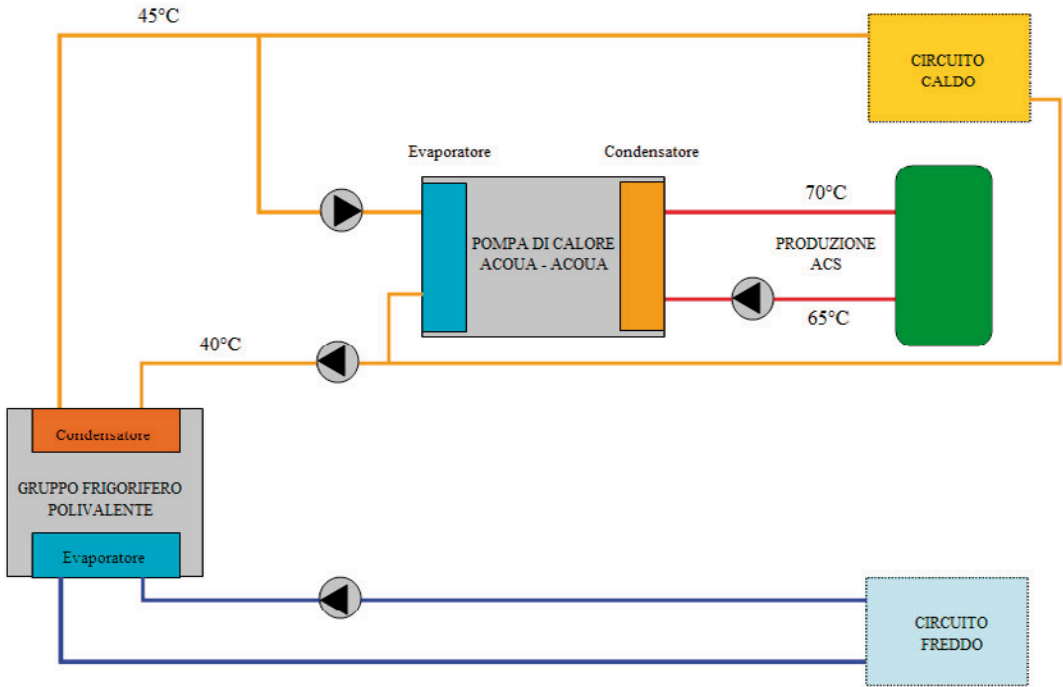


calore a CO₂, una realtà ormai importante in Giappone e ancora poco conosciuta e utilizzata in Europa e in Italia in particolare.

L'utilizzo del desurriscaldamento per l'innalzamento della temperatura dell'acqua oltre i 60 °C e il conseguente ciclo antilegionella

Nel caso di elevata produzione di ACS nel periodo invernale, cosa che avviene ad esempio negli alberghi e nel residenziale, se si vuole innalzare la temperatura dell'acqua prodotta oltre 60 °C senza perdere efficienza e utilizzare solo una pompa di calore, si può utilizzare una pompa di calore dotata di desurriscaldatore (Box 4).

Figura 2 – Schema di gruppo frigorifero polivalente con pompa di calore acqua-acqua a R134a per l'innalzamento della temperatura di produzione di ACS



BOX 4

IL DESURRISCALDAMENTO

Per innalzare la temperatura dell'acqua si può sfruttare il desurriscaldamento del refrigerante in uscita dal compressore, inserendo uno scambiatore di calore sensibile tra i punti 2 e 3 in figura B4.1.

La temperatura di uscita del refrigerante è tanto più elevata quanto maggiore è la temperatura di condensazione: in alcune condizioni, con R410A come refrigerante, supera addirittura 100 °C.

La tabella B4.1 mostra le temperature massime di produzione dell'acqua e le percentuali di potenza ricavabili dal desurriscaldamento in funzione della potenza termica, in pompa di calore, o della potenza frigorifera, in recupero di calore estivo.

Con R134a la soluzione non è conveniente, perché le temperature di uscita del refrigerante sono molto basse.

Figura B4.1 – Schema di andamento delle temperature in un desurriscaldatore e rappresentazione sul piano p-h di un ciclo frigorifero con desurriscaldamento

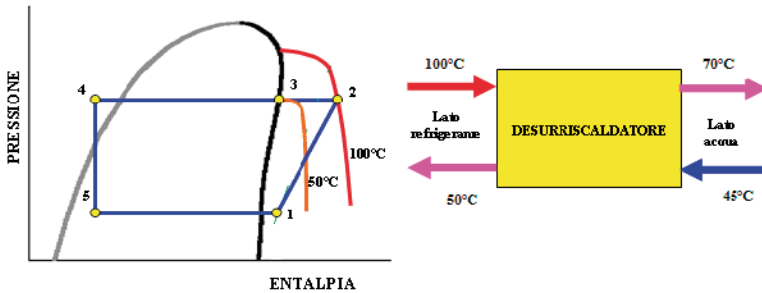


Tabella B4.1 – Temperature massime di produzione dell'acqua e le percentuali di potenza ricavabili dal desurriscaldamento in funzione della potenza termica, in funzionamento pompa di calore e recupero di calore estivo

		Funzionamento in pompa di calore		Funzionamento in recupero estivo	
		potenza ricavabile dal desurriscaldamento	temperatura massima di produzione dell'acqua	potenza ricavabile dal desurriscaldamento	temperatura massima di produzione dell'acqua
		[kW]	[°C]	[kW]	[°C]
Pompe di calore ad aria	T _{aria}				
	-30	44%	95*		
	-20	38%	95*		
	-10	33%	95		
	0	27%	87		
	10	21%	78		
	20	16%	70		
	30			31%	77
	40			40%	92
Pompe di calore ad acqua	T _{acqua}				
	10	23%	82		
	15	22%	77		

NOTA * in queste condizioni teoricamente si potrebbero raggiungere temperature superiori a 100 °C

La Figura 3 mostra lo schema idraulico da utilizzare: l'acqua calda sanitaria viene prodotta fino alla temperatura di 45 °C con lo scambiatore SC1 posto sul circuito del condensatore e poi a 65 °C dal circuito di recupero del desurriscaldatore; lo scambiatore SC1 deve essere dimensionato sulla massima potenza contemporanea.

Nel funzionamento nella mezza stagione, quando non c'è richiesta termica nelle eventuali altre utenze, è molto importante il rapporto tra i volumi dei serbatoi S₁ e S₂; quando la pompa di calore produce solo acqua calda sanitaria, nel serbatoio S₁ si scarica la potenza della sola condensazione, mentre nel serbatoio S₂ si scarica quella del desurriscaldatore, per cui il rapporto tra i volumi è dato da:

$$V_{S1} = \frac{P_C \tau}{c \Delta t_{S1}} = (COP - 1) \frac{\Delta t_{S2}}{\Delta t_{S1}} V_{S2}$$

dove il COP è il rapporto tra la potenza termica totale fornita dalla pompa di calore e la potenza assorbita dai soli compressori alle condizioni di produzione dell'acqua sanitaria a 15 °C dell'aria esterna, mentre Δt_{S1} e Δt_{S2} sono i salti termici da assicurare ai rispettivi serbatoi tra inizio e fine produzione.

Nel funzionamento estivo, se la macchina è una pompa di calore tradizionale non può essere attivato lo scambiatore SC1, perché lo scambiatore cui è connesso il circuito idraulico è l'evaporatore, che produce acqua refrigerata e non calda. In queste condizioni, la temperatura dell'acqua calda sanitaria deve essere innalzata da quella di acquedotto a quella di produzione direttamente nel serbatoio S₂, il che comporta che il serbatoio S₂ debba essere dimensionato per supportare l'intero fabbisogno di acqua calda sanitaria. In ogni caso, in queste condizioni la produzione di ACS non è garantita, perché dipende esclusivamente dalla quantità di energia richiesta dall'impianto di condizionamento.

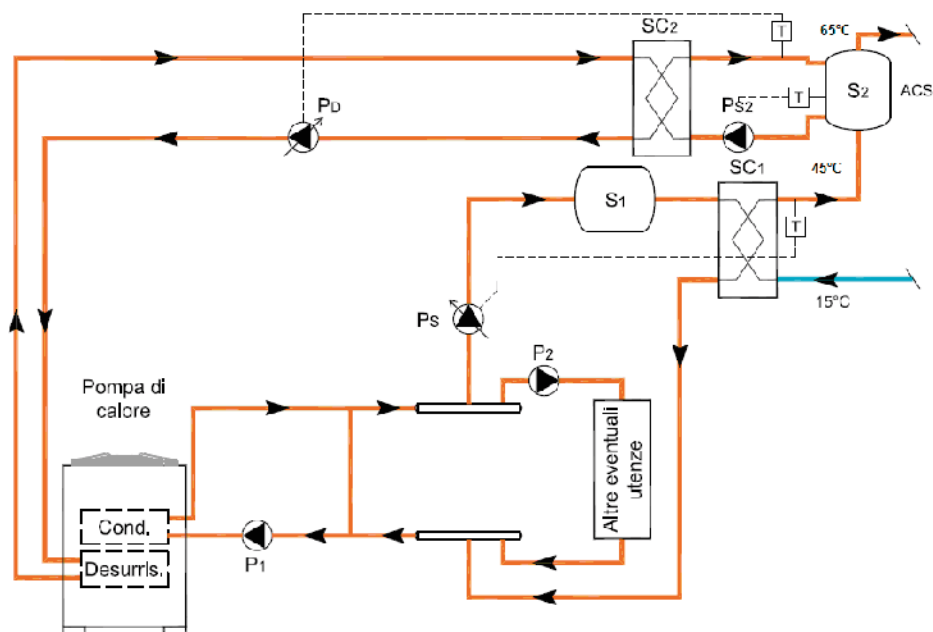
Nel caso di elevata richiesta di acqua calda sanitaria anche nel periodo estivo, è necessario utilizzare un gruppo frigorifero polivalente e il circuito mostrato in foto rimane sempre quello del condensatore, in grado di produrre acqua calda in ogni stagione dell'anno.

Ulteriori approfondimenti sono reperibili in (AA.VV., 2015).

Pompe di calore residenziali autonome: accumulo richiesto per l'acqua calda sanitaria

L'analisi dei dati riportati in Tabella B1.1 dà luogo a considerazioni importanti nel caso di pompe di calore autonome o scalda acqua a pompa di calore, in particolare sul volume del serbatoio di accumulo. Nel caso di impianti in appartamenti singoli, la potenza della pompa di calore non può mai essere troppo elevata, per evitare di impegnare una considerevole potenza elettrica. La potenza

Figura 3 – Schema di impianto con desurriscaldatore per innalzare la temperatura di produzione dell'ACS



nominale massima si aggira sui 7÷8 kW, che scendono a circa 6 kW nei periodi più freddi dell'anno e a 5 kW, se si considera l'effetto dei cicli di sbrinamento, come correttamente va fatto.

Il volume dell'accumulo è un aspetto sul quale bisogna fare molta attenzione: molti sostengono che un serbatoio da 200 litri a 50 °C ha lo stesso effetto di un serbatoio da 50 litri a 70 °C di una caldaia autonoma. Teoricamente questo è vero: come mostrato in Tabella, un accumulo da 200 litri a 50 °C contiene energia per 4 docce di circa 3,5 minuti ciascuna. L'accumulo da 50 litri a 70 °C di una caldaia ne contiene per oltre 2 docce, ma la potenza della caldaia permette di sostenerne una in contemporanea. Quindi l'affermazione è corretta.

La realtà è però più complessa. Il problema nasce se delle 4 persone che devono farsi la doccia la mattina una o più delle prime 3 consuma più acqua del previsto: con la caldaia non se ne accorge nessuno, perché la potenza è tale da impiegare poco più di 2 minuti per portare l'accumulo da 35 °C a 50 °C, poco più di 3 minuti per riportarlo a 70 °C. Con la pompa di calore non è così: servirebbero oltre 6 kW per riportare l'accumulo a 50 °C in un'ora. Con una potenza di 5 kW, in 10 minuti la pompa di calore fornirebbe meno di 1 kWh, e sarebbe in grado di alzare la temperatura al massimo di un paio di gradi.

Per questo, personalmente consiglio l'accumulo da 200 litri solo nel caso di bagno singolo e non oltre 3 docce una di seguito all'altra. Se i bagni sono 2 e le persone che devono fare la doccia la mattina sono 4, consiglierei sempre un accumulo da 300 litri.

Sistemi ibridi: l'integrazione con le caldaie

Il sistema più semplice per innalzare la temperatura dell'acqua calda sanitaria è utilizzare una pompa di calore in serie con una caldaia, così come mostrato schematicamente in Figura 4.

Come si può vedere, la temperatura dell'acqua raggiunge 50 °C all'uscita della pompa di calore e viene riscaldata fino a 70 °C dalla caldaia a monte dello scambiatore: se la temperatura iniziale dell'acqua è di 13 °C, il 65% della potenza è prodotto dalla pompa di calore e il 35% dalla caldaia.

Uno schema simile può suscitare due obiezioni, una di natura energetica e l'altra di natura economica.

L'obiezione energetica potrebbe recitare: "così non si soddisfa il D.Lgs. 28/11". Obiezione non corretta. Si osservi la Tabella 4 che riporta, in funzione dell'indice SFP della pompa di calore, la quantità di energia per ottenere il 50% di produzione da fonte rinnovabile nei casi di produzione di ACS a completo carico della pompa di calore, in colonna due, e di ripartizione tra pompa di calore e caldaia, nelle colonne 3 e 4. Come si può osservare, il 65% di energia prodotta dalla pompa di calore (da 15 °C a 49 °C) e il 35%

Figura 4 – Schema di produzione in serie

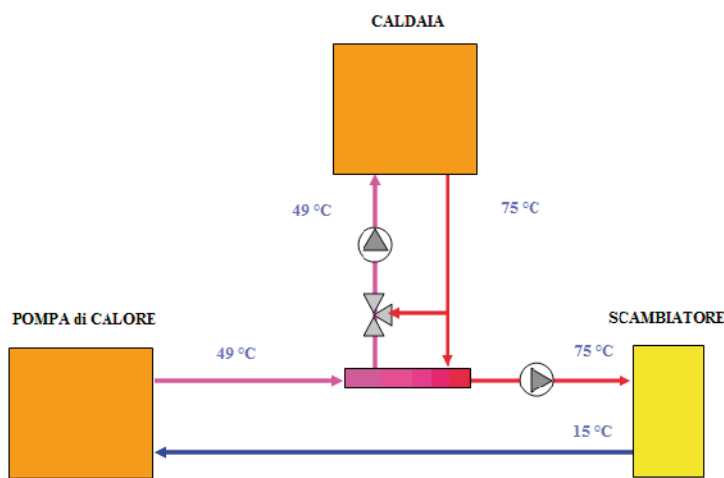
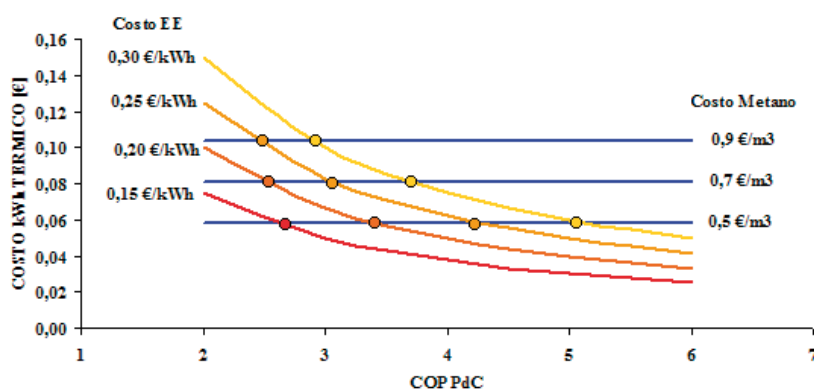


Tabella 4 – Ripartizione della produzione di energia tra pompa di calore e caldaia per ottenere il 50% di energia da fonte rinnovabile

SPF della pompa di calore	Energia da fonte rinnovabile		
	produzione completamente demandata alla pompa di calore	produzione da pompa di calore	caldaia
2,50	60%	83%	17%
3,00	67%	75%	25%
3,50	71%	70%	30%
4,00	75%	67%	33%
4,50	78%	64%	36%
5,00	80%	63%	37%
5,50	82%	61%	39%
6,00	83%	60%	40%

Figura 5 – Costo unitario di 1 kWh termico in funzione del COP della pompa di calore, del costo dell'energia elettrica e del metano nel caso di produzione con caldaia con rendimento pari a 90%.



prodotta dalla caldaia (da 49 °C a 75 °C), come nel caso della figura 4 è facilmente raggiungibile: basta avere una pompa di calore con SPF prossimo a 4, che è facilmente raggiungibile, come risulta dai dati in Tabella 1.

Rimane l'obiezione economica: conviene oppure no? La risposta non è univoca, perché dipende tutto dal costo dell'energia elettrica e del metano. Per procedere correttamente, i soci AiCARR possono utilizzare il software "Confronto generatori", disponibile gratuitamente nel sito dell'associazione. Un esempio è riportato in Figura 5, nella quale le rette blu rappresentano il costo di 1 kWh termico prodotto con una caldaia con rendimento 90% al variare del costo del metano, mentre le curve colorate rappresentano il costo di 1 kWh termico in funzione sia del COP della pompa di calore che del costo dell'energia elettrica. I punti indicano i valori di indifferenza, relativi al caso in cui il costo di produzione con la pompa di calore equivale a quello con la caldaia. In generale si può osservare come la pompa di calore sia tanto più conveniente quanto più elevato è il COP, quindi nella mezza stagione o in estate. Bisogna considerare attentamente il costo del metano. Nel caso degli alberghi il metano ha un'accisa ridotta: se si considera la retta con costo del metano pari a 0,50 €/m³ e la curva con costo dell'energia elettrica uguale a 0,20 €/kWh, ci si accorge che il punto di pareggio si trova per un COP pari a 3,45. Ricordando la Tabella 1, la produzione con pompa di calore conviene per temperature dell'aria superiori a 20 °C; per temperature inferiori bisogna comunque utilizzarla per soddisfare i requisiti energetici, ma in termini economici non è conveniente.

Diverso il caso di un condominio, dove il costo dell'energia elettrica potrebbe essere attorno a 0,30 €/kWh e il costo del metano 0,90 €/m³. In questo caso, il valore di COP di pareggio sarebbe 2,88 e la produzione con pompa di calore converrebbe a partire da un valore di temperatura dell'aria esterna uguale a circa 8,5 °C.

* Michele Vio, Studio Associato Vio,
Venezia – Past President di AiCARR

BIBLIOGRAFIA

- Vio M. 2015. L'evoluzione dei sistemi VRF – VRV: dall'espansione diretta a un idronico misto. Aicarr Journal, 34, 18-21.
- AA.VV. 2015 Schemi idronici di principio centrali di produzione elettrica. In: Manuale di idronica, cap. 12, 500-546.
- Boccardi G., Botticella F., Lillo G., Mastrullo R., Mauro A.W., Trincheri R.. 2016 Pompa di calore a CO₂ con sistema di espansione a eiettori multipli. AiCARR Journal, 40, 32-36.
- Fenton D.L. 2016. CO₂ per la refrigerazione industriale. AiCARR Journal, 40, 26-31 (traduzione a cura di C. Casale).
- Software disponibili gratuitamente per tutti i soci Aicarr nel sito dell'associazione.
- Produzione di acqua calda sanitaria: per il dimensionamento degli accumuli di acqua calda sanitaria e delle apparecchiature mostrate in Figura 1.
- Confronto generatori: per il calcolo economico della produzione di energia in funzione della tipologia e delle prestazioni di varie tipologie di generatori.

EFFICIENZA ENERGETICA NELLA CLIMATIZZAZIONE COMMERCIALE

Toshiba lancia e line, gamma di sistemi VRF sviluppata per rispettare le direttive europee e internazionali e per soddisfare esigenze di comfort, efficienza energetica degli edifici e risparmio energetico

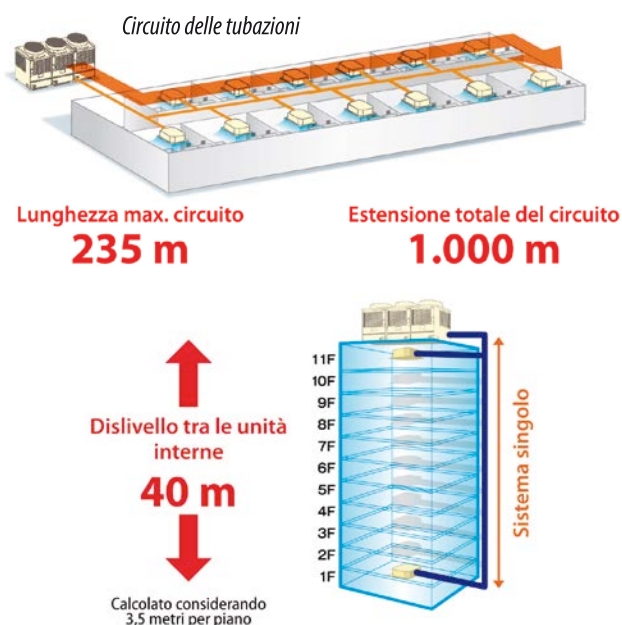
Contribuire a un futuro migliore, attraverso la realizzazione di prodotti tecnologici dalle prestazioni eccezionali e dall'elevata efficienza energetica, è l'obiettivo che **Toshiba racchiude nella linea di prodotti e line** realizzata per il settore commerciale.

e line è la gamma di sistemi VRF sviluppata in linea con le strategie e con le direttive europee ed internazionali e per soddisfare le tendenze del mercato in materia di comfort, efficienza energetica degli edifici e risparmio energetico.

I prodotti VRF (Variable Refrigerant Flow) a due tubi SMMSe, a tre tubi SHRMe (**caldo e freddo simultaneamente**) e quelli a mono e trifase della versione MiNi SMMSe sono concepiti e realizzati per soddisfare i più alti standard di qualità, con la comprovata affidabilità di funzionamento nel tempo. L'offerta di sistemi modulari sempre più potenti, funzionanti a temperature più estreme, sia in inverno che in estate, permette di soddisfare un numero maggiore di applicazioni nei più svariati campi, quali ad esempio, quello commerciale ed industriale.

Linea VRF SMMSe

La linea VRF SMMSe si arricchisce di 3 nuovi moduli singoli da 18, 20, 22 HP, a fianco dei modelli da 8, 10, 12, 14, 16 HP. Un miglioramento di offerta del 60% che porta a dei vantaggi significativi come, la possibilità di realizzare **un singolo sistema fino a 60 HP** con un ridotto ingombro dello spazio necessario al posizionamento delle unità esterne e relativo peso del sistema. Questo permette di incrementare in modo significativo la flessibilità d'installazione di questi sistemi. Un'espansione della gamma che coinvolge anche le unità interne con l'introduzione della taglia da 0,6 HP e con una scelta di prodotti (parete, cassette compatte, canalizzabili ribassate, console a pavimento) che possono essere collegate ad un singolo sistema con diverse combinazioni e fino ad un massimo di 64 unità.



Anche in questa nuova linea Toshiba ha lavorato per migliorare la tecnologia VRF per garantire prestazioni più elevate e maggiori risparmi, soprattutto sottolineando ancora una volta il dato più importante per la valutazione di efficienza di un prodotto: **i consumi a carico parziale**. La condizione di pieno carico infatti, si presenta di solito solo pochi giorni all'anno e i dati riportati (COP e ERR) sono calcolati al carico nominale, quando i compressori operano al 100% della loro capacità, mentre per la maggior parte del tempo le unità operano a carico parziale. Di conseguenza il sistema più efficiente non è quello che offre la massima potenza a pieno carico, ma quello che garantisce le migliori prestazioni a velocità del compressore medio basse (carico parziale). Queste prestazioni sono ulteriormente aumentate con il nuovo sistema SMMSe, grazie all'impiego del **nuovo compressore a doppia lama e allo scambiatore dell'unità esterna di nuova concezione**. Sia nella stagione estiva che invernale, il sistema SMMSe fornisce il raffreddamento o il riscaldamento necessario a mantenere la temperatura ideale e le unità SMMSe vantano prestazioni al vertice della propria categoria (**COP a -7°C fino a 6,44 e 6,20 rispettivamente al 50% e 30% del carico e a -10°C fino a 4,92 e 4,75**); **valori tanto elevati da rendere queste unità insuperabili per efficienza energetica**.

Questi sistemi sono progettati per funzionare anche in condizioni esterne difficili: fino a -25°C in modalità riscaldamento e fino a +46°C in modalità raffreddamento ed assicurare elevati rendimenti anche in queste estreme condizioni operative, dimostrando di avere una tecnologia superiore rispetto a prodotti simili.

Importante sottolineare i valori raggiunti dal coefficiente **ESEER** (European Seasonal Energy Efficiency Ratio), superiori a 7 per tutte le unità della famiglia SMMSe. Questo coefficiente, introdotto da Eurovent per valutare l'efficienza dell'impianto in condizioni realistiche di utilizzo, tiene in considerazione i rendimenti in raffreddamento della macchina a diverse temperature esterne in funzione della variabilità del carico della persistenza di tali condizioni nel tempo.

L'innovazione tecnologica

Controllo totale sul sistema e temperature desiderate in ogni locale

Il corretto funzionamento del sistema VRF è dato dal controllo della valvola PMV che regola la quantità di refrigerante entrante nell'unità. Ogni unità interna di un sistema VRF Toshiba è dotata di una sua valvola PMV. Nei sistemi VRF Toshiba il controllo e la gestione di tutte le valvole PMV e non solo, è gestito dal sistema di controllo posto nell'unità esterna. La regolazione della valvola non è solo in funzione delle condizioni climatiche del locale interno servito, ma anche delle condizioni dell'intero sistema. Il sistema di controllo gestisce tutte le richieste e opera comandando ogni singola valvola di ciascuna unità interna in modo tale che tutti gli ambienti siano riscaldati o climatizzati in modo omogeneo.

Controllo ottimale del refrigerante

Nei sistemi Toshiba l'ottimizzazione del flusso di refrigerante, comandato dal sistema di controllo nell'unità esterna, avviene grazie alla gestione intelligente dei sensori e della frequenza di apertura di ogni singola valvola PMV su ciascuna unità interna, permettendo di stabilizzare le temperature nell'intero edificio, anche con un dislivello e tubazione molto elevate (dislivello di 40 metri tra le unità interne). Questo garantisce che la quantità di refrigerante in arrivo alle unità interne sia adeguata, evitando sprechi del flusso lungo le tubazioni.

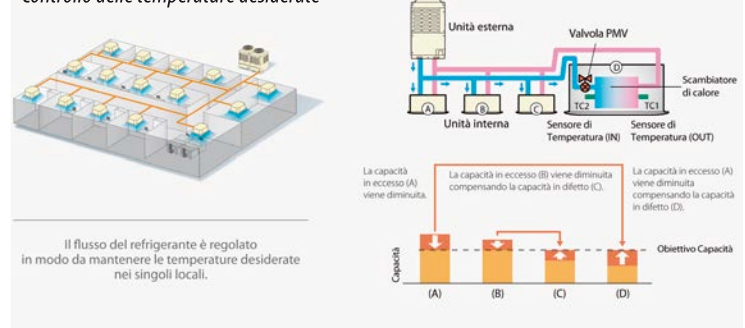
Riscaldamento continuo a retroazione totale

La serie VRF SMMSe è dotata della funzione *riscaldamento continuo a retroazione totale* che consente alle unità interne di continuare a fornire potenza termica anche quando le unità esterne stanno eseguendo lo sbrinatorio.

La funzione assicura all'utente un comfort superiore a quello garantito da un prodotto a sbrinatorio classico, durante il quale le unità interne arrestano l'erogazione di aria calda fino a conclusione dello scongelamento della batteria dell'unità esterna.

Nella gamma SMMSe, grazie al riscaldamento continuo a retroazione totale, il sistema di

Controllo delle temperature desiderate



controllo interno del sistema tiene costantemente monitorato lo stato della batteria dell'unità esterna.

Una volta che il controllo rileva che lo scambiatore dell'unità esterna sta iniziando a ghiacciarsi, viene eseguita un'iniezione di gas caldo nello stesso che, pur sciogliendo il ghiaccio formatosi, non interrompe il flusso di gas caldo alle unità interne permettendo loro di continuare a riscaldare.

Nuovo compressore Twin Rotary A3 con tecnologia a doppia lama di carbonio diamantato

È noto al mercato che tutti i prodotti Toshiba sono dotati di compressore Twin Rotary, una tecnologia realizzata dall'azienda oltre 20 anni fa e che nel tempo è stata perfezionata e ha subito un'evoluzione tecnologica. Nel 2005 Toshiba introdusse sul mercato il primo sistema VRF con tutti compressori inverter Twin Rotary.

Nelle unità della nuova serie VRF SMMSe Toshiba è installato il nuovo compressore Twin Rotary A3 che, rispetto al compressore precedente, presenta una maggiore cilindrata e una più elevata velocità massima di rotazione.

Grazie a quest'ultime caratteristiche il compressore opera in un campo di modulazione più ampio; questo consente un controllo più preciso della potenza erogata e garantisce pertanto rendimenti migliori. Inoltre la maggior capacità assicurata dal compressore A3 permette di raggiungere la potenza di 22 HP con l'utilizzo di soli n. 2 compressori, limitando il peso e i costi di esercizio dell'unità esterna. L'incremento della potenzialità del compressore ha determinato un aumento della cilindrata con conseguente incremento dell'altezza del disco rotante e della lama che separa l'alta e la bassa pressione. Per prima Toshiba ha realizzato una doppia lama per ciascun disco rotante, compensando qualsiasi variazione nell'area di contatto tra la lama e il disco, anche quando il compressore sta operando ad altissima velocità, evitando così che si verifichino delle zone di non contatto tra disco e lama con trafileamenti e perdite di efficienza.

La lama del compressore Twin Rotary A3 Toshiba è stata rivestita con carbonio diamantato che garantisce la durata nel tempo della lama stessa. Questo evita così qualsiasi fenomeno di usura che potrebbe portare ad un degrado delle prestazioni mantenendo l'efficienza e l'affidabilità del compressore stesso.

Nuovo ventilatore più silenzioso

Il ventilatore dell'unità esterna è stato completamente ridisegnato per eliminare le turbolenze dell'aria in uscita; questo ha permesso di poter operare, a pari condizioni, a velocità più ridotte e la combinazione di questi due fattori ha come effetto la riduzione della rumorosità dell'unità. La pala del ventilatore presenta sulla sua superficie dei convogliatori anti-turbolenza e un profilo ad ala di pipistrello differente affinché il flusso d'aria in mandata sia uniforme e il ventilatore tratti la medesima portata d'aria con maggior silenziosità. Grazie al nuovo design, è stata ottenuta una riduzione della rumorosità del ventilatore di 1,5 dB(A) rispetto al modello precedente alla medesima portata.

www.toshiba.it

Tabella 1- Specifiche tecniche gamma SMMSe

Specifiche tecniche Pompa di calore					
Unità esterna		MMY-MAP0806HT8P-E	MMY-MAP1006HT8P-E	MMY-MAP1206HT8P-E	MMY-MAP1406HT8P-E
		8 HP	10 HP	12 HP	14 HP
Capacità di raffreddamento¹	kW	22,4	28,0	33,5	40
Potenza assorbita	kW C	5,56	7,78	9,55	12
EER	W/W	4,03	3,60	3,51	3,33
ESEER	W/W	7,55	7,45	7,70	7,42
Corrente a regime	A C	8,50	11,40	14,70	17,70
Capacità di riscaldamento¹	kW	25,0	31,5	37,5	45,0
Potenza assorbita	kW H	5,45	7,33	9,87	10,8
COP	W/W	4,59	4,30	3,80	4,17
Corrente a regime	A H	8,80	11,80	16,00	17,60
Corrente di spunto	A	1	1	1	1
Corrente massima	A	21,2	22,4	25,6	32,5
Potenza massima assorbita¹	kW	15,7	17,4	19,5	22,7
Prevalenza ventilatore max	Pa	60	60	50	40
Portata d'aria	m³/h	9900	10500	11600	12000
Portata d'aria	l/s	2750	2917	3222	3333
Livello di potenza sonora	dB H	78	79	83	83
Livello di pressione sonora	dB(A) H	56	58	62	62
Livello di potenza sonora	dB C	77	78	82	82
Livello di pressione sonora	dB(A) C	55	57	59	60
Campo temperatura di funzionamento - bulbo secco	°C C	-5÷43	-5÷43	-5÷43	-5÷43
Campo temperatura di funzionamento - bulbo umido²	°C H	-20÷15	-20÷15	-20÷15	-20÷15
Dimensioni (A x L x P)	mm	1830 x 990 x 780	1830 x 990 x 780	1830 x 990 x 780	1830 x 1210 x 780
Peso	kg H	240	240	240	240
Compressore		2 x DC Twin Rotary	2 x DC Twin Rotary	2 x DC Twin Rotary	3 x DC Twin Rotary
Carica di refrigerante R-410A	kg	11,5	11,5	11,5	11,5
Linea aspirazione - diametro		A saldare - 7/8"	A saldare - 7/8"	A saldare - 1-1/8"	A saldare - 1-1/8"
Linea del liquido - diametro		A cartella - 1/2"	A cartella - 1/2"	A cartella - 1/2"	A cartella - 5/8"
Lunghezza massima equivalente delle tubazioni	m	235	235	235	235
Lunghezza massima effettiva delle tubazioni	m	190	190	190	190
Estensione totale delle tubazioni³	m	300	300	300	300
Massimo dislivello (unità interne sopra/sotto)⁴	m	70/40	70/40	70/40	70/40
Alimentazione	V-ph-Hz	400(380-415V)-3-50			

1) Basata su: temperatura aria in entrata di 27°C a bulbo secco e di 19°C a bulbo umido; e temperatura aria in uscita di 35°C a bulbo secco
2) Con una temperatura interna di 20°C BS ed una temperatura esterna di 7°C BS/6°C BU.
3) Consumo massimo teorico alle condizioni estreme di temperatura esterna. La potenza massima assorbita dei trenini è la somma delle potenze massime dei singoli moduli.
4) L'unità funziona fino ad una temperatura esterna di -20°C, tuttavia a -15°C è possibile una considerevole diminuzione delle prestazioni.
Considerare la posizione di installazione, l'ambiente circostante e la configurazione del sistema se l'unità deve funzionare tra -20°C e -15°C.
5) L'estensione totale del circuito frigorifero è la somma delle lunghezze delle tubazioni della linea del liquido o del gas. L'estensione massima risulta fino a 300 m nel caso in cui la potenza del gruppo esterno è inferiore a 34 HP.
6) Se il dislivello tra le unità interne supera i 3 m e se l'unità interna è posizionata in alto, l'elevazione massima è di 30 m.
Il livello di pressione sonora è indicato alla distanza di 1 mt e all'altezza di 1,5 mt dalle unità esterne.

C = raffreddamento
H = riscaldamento

Specifiche tecniche Pompa di calore					
Unità esterna		MMY-MAP1606HT8P-E	MMY-MAP1806HT8P-E	MMY-MAP2006HT8P-E	MMY-MAP2206HT8P-E
		16 HP	18 HP	20 HP	22 HP
Capacità di raffreddamento¹	kW	45	50,4	56,0	61,5
Potenza assorbita	kW C	14,5	15,5	18,60	23,0
EER	W/W	3,10	3,25	3,01	2,67
ESEER	W/W	7,58	7,25	7,17	7,10
Corrente a regime	A C	20,80	N.D.	N.D.	N.D.
Capacità di riscaldamento¹	kW	50,0	56,0	63,0	64,0
Potenza assorbita	kW H	13,7	14,9	3,64	3,56
COP	W/W	3,65	3,76	3,64	3,56
Corrente a regime	A H	22,00	N.D.	N.D.	N.D.
Corrente di spunto	A	1	1	1	1
Corrente massima	A	35,2	49,0	49,9	52,1
Potenza massima assorbita¹	kW	25,2	N.D.	N.D.	N.D.
Prevalenza ventilatore max	Pa	40	60	60	60
Portata d'aria	m³/h	13000	N.D.	N.D.	N.D.
Portata d'aria	l/s	3611	N.D.	N.D.	N.D.
Livello di potenza sonora	dB H	84	N.D.	N.D.	N.D.
Livello di pressione sonora	dB(A) H	64	N.D.	N.D.	N.D.
Livello di potenza sonora	dB C	83	N.D.	N.D.	N.D.
Livello di pressione sonora	dB(A) C	62	60	60	60
Campo temperatura di funzionamento - bulbo secco	°C C	-5 ÷ 46	-5 ÷ 46	-5 ÷ 46	-5 ÷ 46
Campo temperatura di funzionamento - bulbo umido²	°C H	-25 ÷ 15,5	-25 ÷ 15,5	-25 ÷ 15,5	-25 ÷ 15,5
Dimensioni (A x L x P)	mm	1830 x 1210 x 780	1830 x 1600 x 790	1830 x 1600 x 790	1830 x 1600 x 790
Peso	kg H	315	385	385	385
Compressore		3 x DC Twin Rotary	2 x DC Twin Rotary	2 x DC Twin Rotary	2 x DC Twin Rotary
Carica di refrigerante R-410A	kg	11,5	11,5	11,5	11,5
Linea aspirazione - diametro		A saldare - 1-1/8"	A saldare - 1-1/8"	A saldare - 1-1/8"	A saldare - 1-1/8"
Linea del liquido - diametro		A cartella - 5/8"	A cartella - 5/8"	A cartella - 5/8"	A cartella - 5/8"
Lunghezza massima equivalente delle tubazioni	m	235	235	235	235
Lunghezza massima effettiva delle tubazioni	m	190	190	190	190
Estensione totale delle tubazioni³	m	300	300	300	300
Massimo dislivello (unità interne sopra/sotto)⁴	m	70/40	70/40	70/40	70/40
Alimentazione	V-ph-Hz	400(380-415V)-3-50			

1) Basata su: temperatura aria in entrata di 27°C a bulbo secco e di 19°C a bulbo umido; e temperatura aria in uscita di 35°C a bulbo secco
2) Con una temperatura interna di 20°C BS ed una temperatura esterna di 7°C BS/6°C BU.
3) Consumo massimo teorico alle condizioni estreme di temperatura esterna. La potenza massima assorbita dei trenini è la somma delle potenze massime dei singoli moduli.
4) L'unità funziona fino ad una temperatura esterna di -20°C, tuttavia a -15°C è possibile una considerevole diminuzione delle prestazioni.
Considerare la posizione di installazione, l'ambiente circostante e la configurazione del sistema se l'unità deve funzionare tra -20°C e -15°C.
5) L'estensione totale del circuito frigorifero è la somma delle lunghezze delle tubazioni della linea del liquido o del gas. L'estensione massima risulta fino a 300 m nel caso in cui la potenza del gruppo esterno è inferiore a 34 HP.
6) Se il dislivello tra le unità interne supera i 3 m e se l'unità interna è posizionata in alto, l'elevazione massima è di 30 m.
Il livello di pressione sonora è indicato alla distanza di 1 mt e all'altezza di 1,5 mt dalle unità esterne.

C = raffreddamento
H = riscaldamento

Simulare la luce per il **comfort** ambientale e il **risparmio** energetico



Progettare e controllare correttamente l'illuminazione in un ambiente può avere importanti ricadute in termini sia energetici sia di qualità ambientale. Quali sono i software di simulazione utilizzabili?

di C. Aghemo, V.R.M. Lo Verso, L. Giovannini *

L TEMA DELL'ILLUMINAZIONE degli ambienti interni è più che mai centrale nella valutazione e nella progettazione di due aspetti strettamente interconnessi, l'Indoor Environmental Quality, IEQ, e il consumo energetico di un edificio. Obiettivo della progettazione sono infatti la massimizzazione del comfort dell'utenza e la contemporanea minimizzazione del fabbisogno di energia necessaria per garantire le condizioni di comfort.

La luce è coinvolta a più livelli nella IEQ, sia per quanto riguarda il comfort visivo, che a sua volta implica il controllo in ambiente della quantità di luce naturale attraverso i componenti trasparenti e schermanti e la progettazione dell'impianto di illuminazione artificiale, sia per quanto riguarda il controllo degli apporti solari, fattore rilevante per il comfort termo-igrometrico. Progettare e controllare correttamente la disponibilità di radiazione solare in un ambiente può avere importanti ricadute anche in termini energetici: infatti, massimizzando gli apporti solari gratuiti invernali e minimizzando quelli estivi, è possibile ridurre il consumo di energia rispettivamente per il riscaldamento e per il raffrescamento. È inoltre possibile

minimizzare l'energia elettrica utilizzata per l'illuminazione artificiale progettando l'impianto di illuminazione in modo da sfruttare al meglio la quantità di luce naturale presente in ambiente, con fotosensori che regolano l'emissione luminosa degli apparecchi in funzione del livello di illuminamento misurato sulle superfici del compito visivo, spegnendo o dimmerando i sistemi di illuminazione. Si possono anche installare dei timer, cioè dei sensori di presenza che spengono gli apparecchi a ore prestabilite, in base al profilo di occupazione previsto per l'ambiente considerato, o in funzione della effettiva presenza dell'utenza.

Progetto integrato luce naturale-luce artificiale

In questo quadro, l'approccio al tema dell'illuminazione ai fini del comfort ambientale e dei risparmi energetici deve necessariamente affrontare e ottimizzare l'integrazione fra l'illuminazione naturale e quella artificiale, da cui deriva il calcolo del fabbisogno di energia elettrica per l'illuminazione artificiale di un edificio, che, come mostrato

in Figura 1, dipende da una combinazione di diversi aspetti:

- requisiti illuminotecnici;
- disponibilità di luce naturale negli ambienti, a copertura parziale o totale del fabbisogno di luce;
- efficienza dell'impianto;
- tempo di utilizzo dell'impianto.

A loro volta questi aspetti dipendono dalle caratteristiche:

- dell'edificio;
- del sito;
- del sistema di illuminazione;
- del sistema di controllo.

Le caratteristiche dell'edificio determinano il fabbisogno di luce e la disponibilità di luce naturale negli ambienti. Il primo dipende dalle attività svolte negli ambienti, in funzione delle quali la normativa tecnica stabilisce i requisiti di illuminazione per il dimensionamento dell'impianto; la tipologia di edificio determina inoltre il profilo d'uso

degli ambienti e quindi il potenziale tempo di utilizzo dei sistemi di illuminazione. Le caratteristiche architettoniche dell'edificio determinano invece la disponibilità di luce naturale interna agli ambienti, in funzione di dimensioni e grado di trasmissione luminosa delle superfici trasparenti, orientamento e dimensioni degli ambienti, proprietà di riflessione luminosa delle superfici e presenza di componenti per la schermatura della radiazione solare, fissi o mobili.

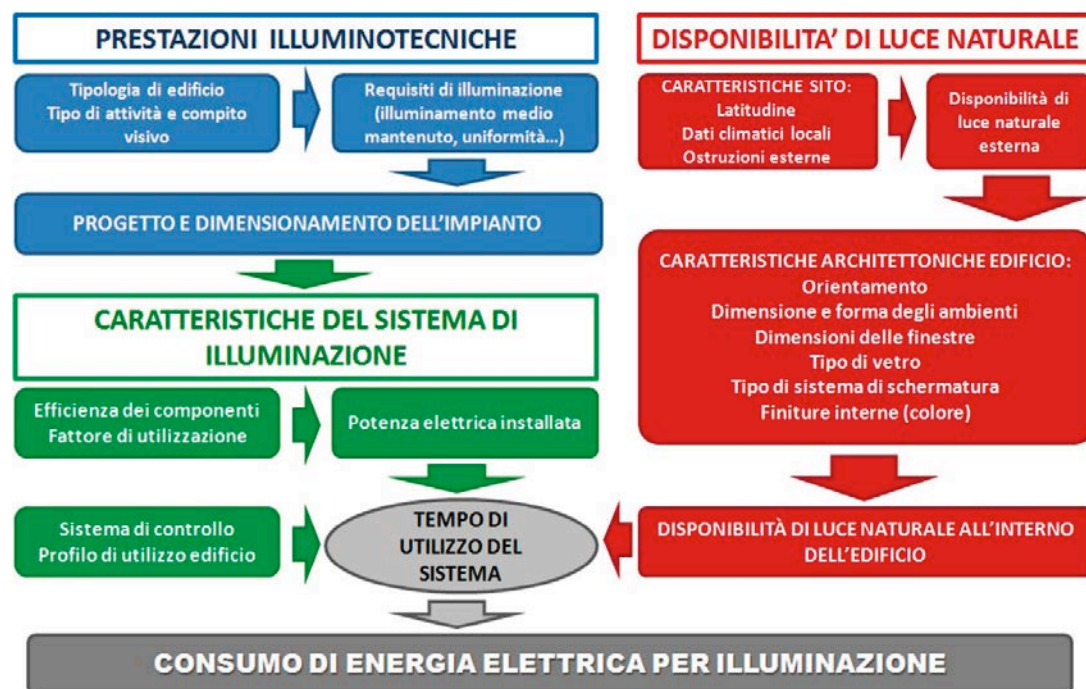
La quantità di luce naturale all'interno degli ambienti dipende anche dalle caratteristiche climatiche del sito, in funzione di latitudine, prevalenza di cieli sereni o di cieli coperti, torbidità dell'atmosfera, dal grado di inquinamento e dal grado di ostruzione prodotto dal contesto circostante l'edificio.

I sistemi di illuminazione determinano l'assorbimento di potenza complessivo dell'impianto che, oltre a dipendere dal fabbisogno di illuminazione, varia in funzione dell'efficienza dei componenti del sistema, quali sorgenti luminose, apparecchi e alimentatori, e del fattore di utilizzazione del flusso luminoso, che dipende principalmente dalla distribuzione del flusso luminoso (luce diretta, indiretta o mista). Il consumo energetico dipende inoltre dal tipo di sistemi di controllo che, dimmerando e spegnendo gli apparecchi in base alla integrazione tra luce naturale e artificiale o all'occupazione degli ambienti, determina l'effettivo tempo di utilizzo dei sistemi di illuminazione.

Un ulteriore fattore di influenza sul consumo di energia per l'illuminazione è dato dalla interazione tra utente e sistemi, in relazione sia agli apparecchi di illuminazione sia alle schermature mobili.

Figura 1 – Schematizzazione dei parametri che influenzano l'integrazione fra illuminazione naturale e artificiale

Da (Aghemo et al., in corso di stampa)



Aspetti normativi

Da quanto detto, emerge l'elevato livello di complessità di un progetto illuminotecnico, in quanto i fattori da tenere in considerazione nella progettazione della luce sono molteplici e non è sempre facile riuscire a prevederne l'effetto integrato sul risultato finale. Tale complessità varia sensibilmente in base agli obiettivi e al campo di applicazione. Infatti, mentre il progetto della luce artificiale si potrebbe definire statico, in quanto ha a che fare con apparecchi che emettono in prima approssimazione sempre la stessa quantità di luce nello stesso modo, per cui gli scenari definiti per rispondere ai requisiti normativi sono determinati una volta per tutte, quello della luce naturale è dinamico, poiché le caratteristiche della luce naturale sono mutevoli e dipendenti da posizione geografica, ora del giorno, stagione e condizioni climatiche. Il progetto della luce naturale deve perciò essere in grado di fornire risposte che soddisfino i requisiti normativi tenendo in considerazione questa mutevolezza.

I requisiti normativi riflettono questo diverso grado di complessità. Per l'illuminazione artificiale,

la norma di riferimento è la UNI EN 12464 (UNI, 2011), che stabilisce i parametri sulla base dei quali dimensionare l'impianto: illuminamento medio mantenuto, uniformità di illuminamento, indice di abbagliamento UGR e indice di resa cromatica della luce, integrati da raccomandazioni sulla temperatura di colore correlata della luce e sulla distribuzione delle luminanze nel campo visivo dell'utente. Per l'illuminazione naturale, invece, la complessità del fenomeno fisico ha portato ad adottare a livello normativo un indice semplificato, il fattore di luce diurna medio FLDm (UNI, 2007), che riduce l'analisi alla condizione di cielo coperto, il che comporta che il valore FLDm calcolato sia costante nel tempo. L'FLDm, inoltre, non tiene conto di parametri fondamentali quali latitudine del sito, orientamento delle superfici fenestrate e presenza di sistemi di schermatura. Per questo motivo, a livello internazionale negli ultimi anni si è diffuso il Climate-Based Daylight Modeling, CBDM, un approccio che prevede di modellare su scala annuale l'illuminazione naturale sulla base delle caratteristiche climatiche del sito: alternanza di cieli sereni/coperti/intermedi, dinamica della posizione del sole, corrispondente comportamento dei sistemi schermanti. Coerentemente con questo approccio, sono state introdotte nuove metriche per quantificare il livello di luce naturale presente in un ambiente:

- la **Daylight Autonomy DA** (Reinhart et al., 2006), vale a dire la "percentuale di tempo in cui l'ambiente è effettivamente occupato dall'utenza in cui l'illuminamento dovuto alla sola luce naturale è superiore al valore minimo richiesto per l'illuminazione artificiale"; la DA indica dunque la possibilità di spegnere le luci artificiali e diminuire il consumo per illuminazione. Una



LIGHT SIMULATION FOR INDOOR ENVIRONMENTAL QUALITY AND ENERGY SAVING PURPOSES

The topic of lighting in indoor spaces plays nowadays a central role in the design process of indoor environmental quality perceived by the occupants and of the related energy consumption. Within this context, the paper describes the more widespread numerical tools which can be used by practitioners to simulate electric light and daylight for comfort and energy applications. Initially, the parameters which take part to the integration process of electric lighting and daylighting are presented, including the corresponding standard requirements. Later, the simulation tools for the calculation of such parameters are analyzed. The tools are distinguished in tools which allow electric lighting analyses only, integrated electric lighting and daylighting analyses and integrated lighting and thermal analyses to be carried out. Output of this latter type of software is the calculation of the overall energy consumption of the building (for lighting, heating and cooling).

Keywords: simulation tools, visual comfort assessment, light/daylight simulation, integrated energy simulation

evoluzione di questo concetto è la spatial Daylight Autonomy sDA (IES, 2012) che misura "la porzione di area dell'ambiente in cui la DA, calcolata per un illuminamento soglia di 300 lux, è superiore al 50%";

- lo **Useful Daylight Illuminance UDI** (Mardaljevic et al., 2011), definito come la "percentuale di tempo in cui l'ambiente è effettivamente occupato dall'utenza in cui l'illuminamento dovuto alla sola luce naturale ricade in 3 range: al di sotto di 100 lux, fra 100 lux e 3000 lux e oltre 3000 lux". Nel primo caso l'illuminazione è troppo debole, per cui si ricorre all'illuminazione artificiale, mentre nel terzo potrebbe essere addirittura eccessiva, con potenziali problemi di discomfort visivo e termico per gli utenti; il range 100-3000 lux è quello ottimale ai fini del comfort;
- il **Daylight Glare Probability DGP**, che quantifica la probabilità che un utente percepisca abbagliamento nell'ambiente in cui opera (Wienold e Christoffersen, 2011).

Queste metriche sono state inserite a livello internazionale in alcuni documenti normativi e in protocolli di valutazione energetico-ambientale: la spatial Daylight Autonomy nel protocollo statunitense LEED v4 del 2014, aggiornato nel 2016 [1], la DA e lo UDI nel Priority School Building Programme nel Regno Unito [2].

Per l'integrazione fra luce naturale e luce artificiale, il riferimento normativo è il recente prEN 15193 (CEN, 2015), evoluzione della norma EN 15193:2007 adottata dall'UNI nel 2008, che già aveva introdotto un metodo di calcolo semplificato delle prestazioni energetiche di un edificio riferite all'illuminazione artificiale, basato su un indice, il Lighting Energy Numeric Indicator, LENI, che quantifica il fabbisogno di energia elettrica e l'efficienza energetica del sistema edificio-impianto.

Strumenti di simulazione per l'illuminazione

Il livello di complessità risulta ulteriormente innalzato dalla progressiva diffusione di sistemi per il controllo della luce naturale via via più sofisticati e performanti, a prestazioni variabili in base alle condizioni al contorno o a specifici input da parte dell'utenza, in relazione sia al componente trasparente, sia a quello schermante. Rientrano in questo gruppo tecnologie quali le facciate attive, i vetri a trasmissione luminosa variabili e i cosiddetti Complex Fenestration Systems, CFS, sistemi di facciata complessi atti al controllo della luce naturale, come lamelle, materiali perforati o brise-soleil, aventi una funzione di controllo spettrale della luce e di re-direzionamento della componente solare diretta, in Figura 2.

In base al campo di applicazione, il progettista deve calcolare i diversi indici descritti in precedenza, anche in presenza delle più evolute

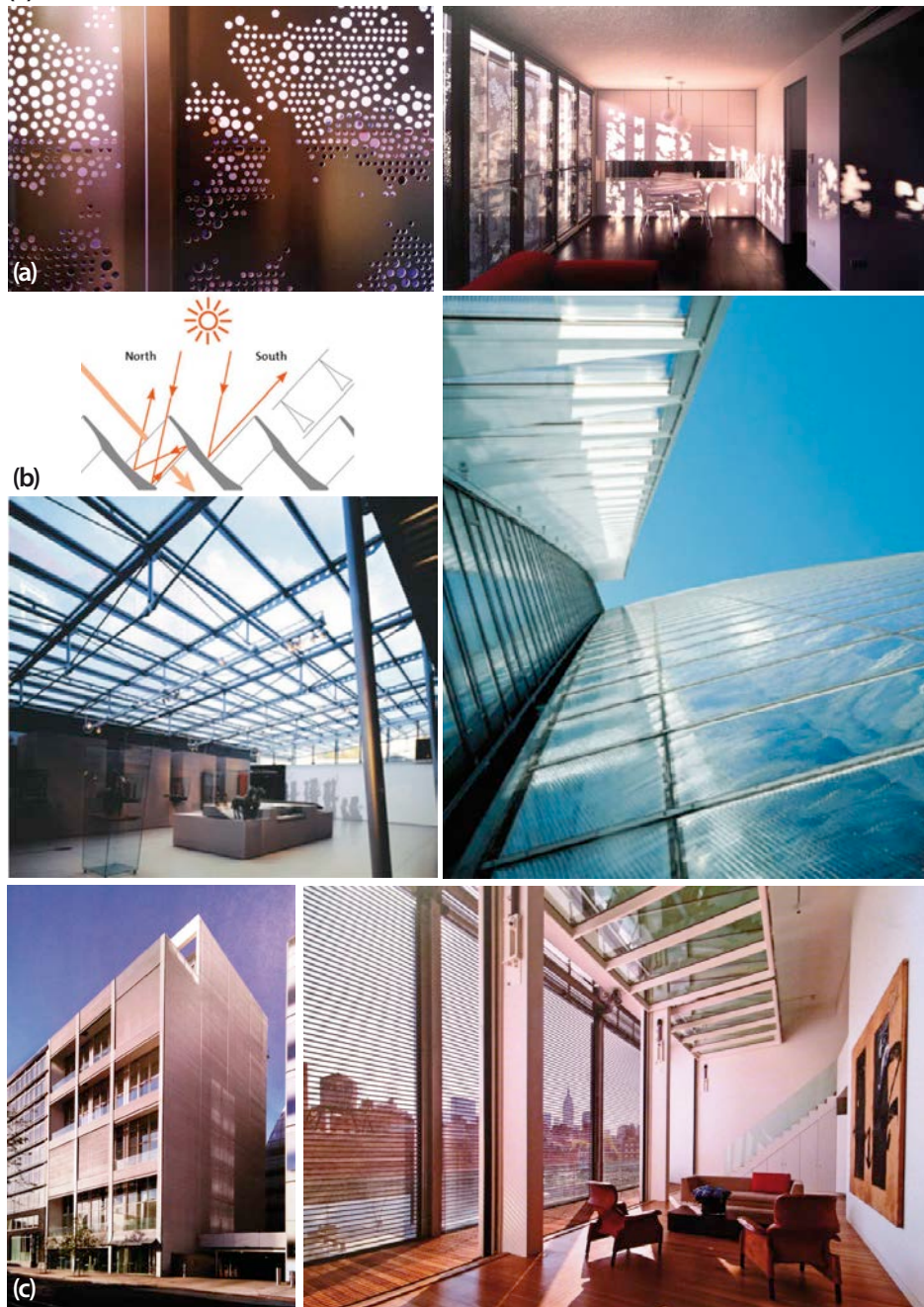
Figura 2 – Esempi di Complex Fenestration Systems:

(a) sistema di schermatura microforato

(b) sistema di schermatura con microlamelle

Immagini: cortesia di Siteco

(c) sistema di schermatura a lamelle esterne



tecnologie a prestazioni ottimizzate.

Per facilitare il compito del progettista, è stata messa a punto una serie di strumenti informatici che consentono di simulare la luce. Grazie all'utilizzo di modelli matematici, questi software permettono di prevedere, con diverso livello di precisione, come la luce interagirà con determinati ambienti, geometrie e materiali, e di calcolare gli effetti di questa interazione. Date la citata complessità del progetto illuminotecnico e la sua importanza per la IEQ e nel bilancio energetico dell'edificio, questi software sono oramai uno strumento sempre più fondamentale all'interno del percorso progettuale, in quanto consentono al progettista di verificare se i requisiti minimi dettati dalla legislazione e dalla normativa saranno soddisfatti, di valutare a priori l'efficacia e gli effetti delle proprie scelte e, nel caso, di avere la possibilità di correggere eventuali errori già durante la fase di progettazione.

Software di simulazione illuminotecnica

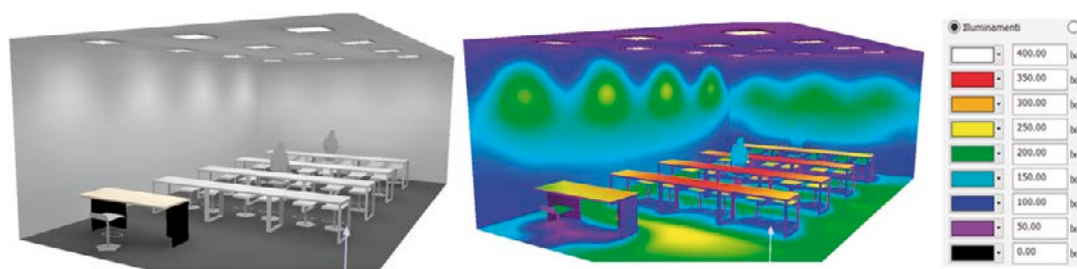
Negli ultimi anni la simulazione illuminotecnica ha conosciuto un importante sviluppo, soprattutto grazie all'incremento della potenza di calcolo dei processori, che ha consentito di accorciare i tempi delle simulazioni e di processare una grande mole di dati, come si verifica nel caso delle simulazioni annuali per il calcolo CBDM. La simulazione della luce sta incontrando una grande diffusione anche in ambito professionale, grazie alla creazione di software e di interfacce di facile utilizzo, pensate per professionisti e non addetti ai lavori. I software illuminotecnici oggi disponibili sono molteplici e diversi tra loro per il tipo di analisi

che consentono di effettuare, la precisione del metodo di calcolo e la difficoltà di utilizzo.

Per l'illuminazione artificiale, uno dei software più diffusi è DIALux, oggi disponibile nella versione DIALux Evo per affrontare il calcolo a scala dell'intero edificio. Il software consente di importare i solidi fotometrici forniti dai produttori di apparecchi direttamente all'interno della scena 3D e di calcolare tutti gli indici richiesti dalle norme, tra cui illuminamento e uniformità sul piano di lavoro, distribuzione delle luminanze, UGR, come mostrato in Figura 3. Specificando i dati relativi all'impianto di illuminazione è inoltre possibile calcolare anche il LENI. DIALux contiene anche un modello di calcolo semplificato della luce naturale, POV-Ray, che utilizza internamente sia il metodo della Radiosity che quello del Ray-Tracing. È quindi possibile anche calcolare i valori di illuminamento e di FLD in cielo coperto. Affine a DIALux, ma più elaborato, è RELUX, che consente di calcolare la luce artificiale e naturale, nonché il consumo di energia elettrica a carico dell'impianto di illuminazione. Nel software sono implementati entrambi gli algoritmi di Radiosity e Ray-Tracing: sta al progettista scegliere quale metodo utilizzare in funzione degli obiettivi e dell'accuratezza dei risultati desiderata. Sia DIALux, sia Relux, pur consentendo una simulazione semplificata della luce naturale, sono pensati soprattutto per la progettazione della luce artificiale.

Per la simulazione della luce naturale, il software più semplice, pensato per l'ambito professionale, è VELUX Daylight Visualizer, sviluppato da LUXION in collaborazione con VELUX. Validato per la progettazione della luce naturale, consente al progettista di effettuare analisi qualitative e quantitative: partendo da uno dei 15 modelli di cielo definiti dalla Commission Internationale de l'Éclairage, CIE (ISO, 2013), tutti implementati, è possibile effettuare le simulazioni e calcolare sia gli illuminamenti sul piano di lavoro, o l'FLDm, sia immagini di luminanza per analisi di abbagliamento. Il suo uso intuitivo, tanto nella fase di modellazione quanto in quella di analisi, ne fa un valido strumento per i professionisti, soprattutto nelle prime fasi del percorso progettuale.

Figura 3 – DIALux: render e mappe in falsi colori dei valori di illuminamento in un'aula scolastica



Un altro software pensato specificatamente per i progettisti è Lightsolve, sviluppato prima al MIT e poi al LIPID dell'École Polytechnique Fédérale de Lausanne. Questo software, ancora in fase di validazione, viene proposto per essere utilizzato fin dalle primissime fasi della progettazione per verificare le scelte progettuali. Per questo motivo, a fianco degli indici canonici calcolati dalla maggior parte dei software, restituisce anche mappe annuali di facile lettura che, tramite un intuitivo uso dei colori, indicano qualitativamente la performance dell'ambiente simulato in termini di range di illuminamento specificati direttamente dall'utente. Un'altra interessante funzionalità consente di ottenere risultati in tempo reale grazie a un motore di calcolo sempre attivo in background, che restituisce valori di output via via affinati col progredire della simulazione. Lightsolve è anche in grado di calcolare tramite un metodo semplificato un indice analogo al DGP, chiamato mDGP. A differenza del DGP, calcolato per un'immagine relativa a un punto di vista specifico, l'indice mDGP viene calcolato per ogni punto della griglia in tutte e quattro le direzioni ortogonali, per dare al progettista una indicazione di dove, all'interno dello spazio progettato, si verifichino situazioni problematiche. Questo software ha sostanzialmente due limitazioni: la prima è relativa al metodo di calcolo, basato su un modello di cielo molto semplificato, che riconduce tutte le possibili condizioni a una combinazione di quattro cieli di base caratterizzati da nuvolosità e torbidità crescenti; la seconda è legata ai requisiti necessari in termine di schede grafiche.

Sempre riferito all'ambito professionale è il software 3DStudio Max Design, di Autodesk, che contiene al suo interno Lightscape e che fornisce la possibilità di calcolare livelli di illuminamento sul piano di lavoro, ma soprattutto di produrre immagini fotorealistiche degli ambienti modellati, in modo da avere una chiara idea di quale potrà essere il risultato finale del progetto. Lightscape utilizza l'algoritmo della Radiosity, per cui il tempo di calcolo per le simulazioni è relativamente basso, a scapito però di un minor grado di accuratezza dei risultati, soprattutto in presenza di materiali con proprietà speculari di riflessione, rifrazione o re-direzionamento della luce.

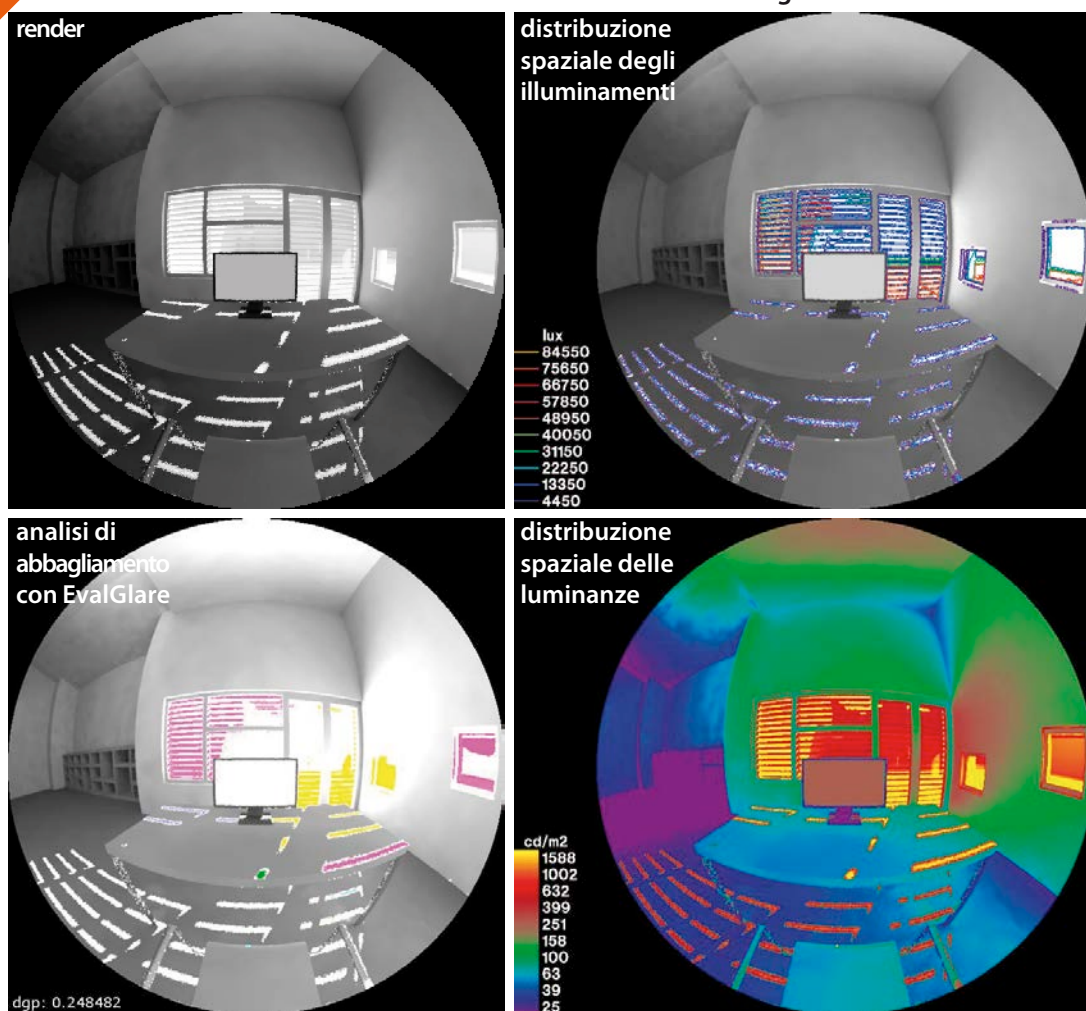
Altro prodotto di Autodesk è Revit, software BIM, che contiene l'applicativo Automated Daylighting for LEED, che consente di verificare se l'edificio progettato rispetti i requisiti definiti nel protocollo [1].

Revit contiene inoltre un altro applicativo, Lightintg Analysis, che consente di effettuare analisi sulla luce naturale e artificiale e che è stato validato utilizzando Radiance, software di riferimento nel settore del quale si parlerà in seguito. Il grande vantaggio di questi due applicativi è che effettuano le simulazioni in cloud, cioè direttamente sui server Autodesk, riducendo così di molto i tempi delle simulazioni. Nell'ultima versione di Revit, i due moduli di calcolo sono stati inglobati nell'applicativo Insight-360.

Evalglare è un software unico nel suo genere: sviluppato da Jan Wienold, è contenuto all'interno di Radiance e permette di analizzare immagini di luminanza, provenienti sia da misurazioni sperimentali effettuate con un video-luminanzometro sia da simulazioni, e di calcolare il valore di abbagliamento secondo vari indici, tra cui DGP e UGR, come mostrato in Figura 4.

Esistono poi software per la simulazione illuminotecnica che non sono stati pensati per essere usati direttamente in ambito professionale, per cui sono di più difficile utilizzo, ma i loro algoritmi di calcolo e i loro risultati sono fra i più accurati. Tra questi, il più utilizzato è Radiance, in Figura 4; questo programma, che in realtà è una suite di software, è stato creato nel 1994 da Greg Ward, presso il Lawrence Berkeley National Laboratory. Radiance è stato validato tramite un confronto con dati misurati sperimentalmente e offre molti vantaggi rispetto agli altri software illuminotecnici: il principale è sicuramente la sua versatilità, in quanto consente di simulare la quasi totalità dei fenomeni di interazione tra luce e materiali. Infatti, il suo modello di calcolo si basa su un algoritmo Backward Ray-Tracing, che a fronte di un tempo di calcolo più lungo rispetto a quello del Radiosity, garantisce una maggiore accuratezza dei risultati, permettendo di modellare e simulare praticamente qualsiasi tipo di scenario. Con Radiance è possibile simulare sia la luce naturale, sia quella artificiale, calcolando come output sia valori di illuminamento che immagini di luminanza, sulle quali è poi possibile effettuare analisi di abbagliamento, tramite l'applicativo Evalglare. Radiance è nato come software per analisi point-in-time, ma negli ultimi anni, in risposta alla necessità di effettuare analisi annuali tenendo conto del comportamento dinamico e climatico della luce naturale, è stato implementato e sviluppato in modo da calcolare le metriche CBDM utilizzando

Figura 4 – Radiance e Evalglare: simulazione di un ufficio con uno schermo a doghe esterno



direttamente i dati climatici caratteristici del sito di progetto. Il software offre per questo tipo di analisi più possibilità, che vanno dal già consolidato metodo 3-phase al più complesso 5-phase fino al 6-phase, ancora in corso di sviluppo e di validazione. La possibilità di scelta tra più metodi si spiega con il fatto che recentemente lo sforzo maggiore nello sviluppo del software è stato rivolto alla simulazione dei CFS.

Un limite di Radiance è nella difficoltà di apprendimento e utilizzo, essendo stato sviluppato per sistemi operativi UNIX. Per superare questo problema, è nata una serie di software che consentono di utilizzare Radiance tramite interfacce grafiche più intuitive, in quanto in grado di convertire automaticamente i file geometrici di modelli 3D e i file con i materiali nel formato di file letto da Radiance, quindi di lanciare la simulazione e infine di raccogliere i risultati per renderli fruibili dall'utente. Il più diffuso software di questo tipo è Daysim, che lancia Radiance integrandolo al metodo dei Daylight coefficients, che è attualmente il più preciso per quanto riguarda le simulazioni annuali. Daysim suddivide la volta celeste in 2304 aree e ne calcola il fattore di forma rispetto a ciascun punto della griglia di calcolo, per poi accoppiare i dati del file climatico con ognuna delle 2304 aree, in termini di luminanza; inoltre, simula con elevata precisione anche la componente solare diretta. Il software è anche in grado di calcolare per un determinato punto

di vista il profilo di abbagliamento annuale, utilizzando una versione semplificata del DGP, per la quale Evalglare è utilizzato in background. Daysim consente inoltre di modellare un impianto di illuminazione, specificandone la potenza assorbita dagli apparecchi e da eventuali sensori, calcolando quindi l'energia elettrica consumata su base annua; è possibile testare varie strategie di controllo della luce naturale, che vanno da una semplice tenda veneziana a schermature fisse e mobili definite dall'utente. Tra i parametri di input ci sono anche il profilo di occupazione dell'edificio e la tipologia di utente che controlla i sistemi di illuminazione e di schermatura. Gli output forniti da Daysim sono l'FLD e le metriche CBDM su una griglia di calcolo, i valori di DGP per specifici punti di vista e il consumo annuale di energia elettrica utilizzata dall'impianto di illuminazione.

Analogo a Daysim è SPOT, sviluppato da Zack Rogers: anche SPOT usa Radiance e permette di lanciare simulazioni annuali per determinare le metriche CBDM e il consumo annuale di illuminazione, tenendo conto di un'ampia scelta di sensori per il controllo dei sistemi di illuminazione e di schermatura.

Software di simulazione integrata illuminotecnica e termica

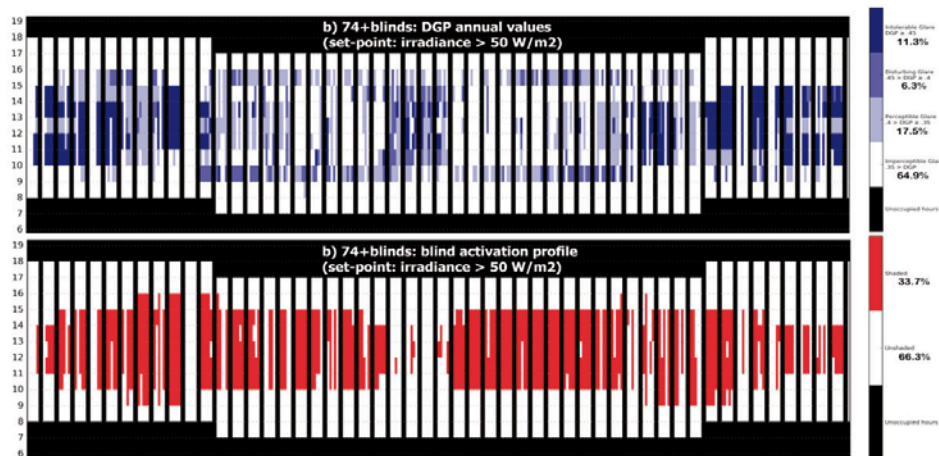
Esistono alcuni software che, a seconda dell'utenza per cui sono stati pensati e dei modelli di calcolo utilizzati, sono in grado di prevedere quali effetti avranno determinate scelte progettuali relative al

controllo della luce naturale non solo sul comfort, ma anche sul bilancio energetico globale dell'edificio, attraverso il calcolo integrato dei consumi per illuminazione e climatizzazione.

Anche in questo caso alcuni software sono pensati per l'ambito professionale, risultando più facili da utilizzare in quanto basati su metodi di calcolo più semplificati, e software di più difficile utilizzo, i cui risultati sono generalmente più accurati. Ne è un esempio VELUX Energy & Indoor Climate Visualizer, che rappresenta una estensione del citato VELUX Daylight Visualizer, in combinazione con il quale è in grado di effettuare simulazioni integrate di luce ed energia. Nello specifico, questo software, dall'uso molto intuitivo, consente di valutare, tramite un validato modello di calcolo semplificato, la prestazione di un edificio in termini di consumi energetici, ventilazione e comfort interno. Il focus di questo programma è sull'effetto che le scelte progettuali relative alla forma e alla posizione delle aperture e alla tipologia di schermature hanno sul consumo di energia elettrica per riscaldamento, raffrescamento, illuminazione e ventilazione su scala annua. Il software, per quanto abbastanza flessibile riguardo ai dati di input, è limitato alla possibilità di modellare solamente case monofamiliari.

Un software più completo è IES Virtual Environment, IESVE, sviluppato in due versioni differenti, una per architetti e una per ingegneri. Nella sua versione più completa, permette di effettuare molte valutazioni diverse integrate: luce naturale e artificiale, ottimizzazione della ventilazione, dimensionamento dei sistemi impiantistici, analisi LCA e analisi integrata del bilancio energetico annuale dell'edificio, in funzione non solo dell'involucro trasparente, dei sistemi di schermatura e di illuminazione, ma anche dell'involucro opaco e dell'impianto di climatizzazione. Obiettivo di questo software è fornire al progettista uno strumento per valutare e minimizzare il consumo di energia dell'edificio e per limitare le corrispondenti emissioni di CO₂, ottimizzando l'uso delle fonti rinnovabili. L'algoritmo di calcolo per le simulazioni è semplificato, ma il software è diffuso, tanto che ne esiste

Figura 5 – DIVA-for-Rhino: mappa annuale dei valori DGP per un ambiente con vetro con trasmissione luminosa del 74% con tenda veneziana (in alto) e corrispondente mappa annuale del profilo di attivazione della tenda (in basso)



un plug-in per Sketch-Up, utilizzato per la modellazione 3D.

Analisi integrate luce-energia possono essere effettuate anche con EnergyPlus, software molto diffuso tra progettisti e professionisti, sviluppato dall'U.S. DOE. Il software consente simulazioni accurate di tutti gli aspetti del bilancio energetico annuale di un edificio, dal comportamento dell'involucro al consumo di energia per il riscaldamento e il raffrescamento, dalla ventilazione, naturale e meccanica, fino agli apporti termici dovuti alle persone e alle apparecchiature elettriche. Dal punto di vista energetico è forse il software più valido nell'intero panorama: tramite un modello di calcolo interno, consente anche di effettuare analisi illuminotecniche, integrate con quelle termiche e energetiche. L'algoritmo di calcolo è quello della Radiosity, il che produce risultati molto accurati in termini energetici, meno in termini illuminotecnici. È comunque possibile importare i risultati illuminotecnici calcolati con software più precisi, come Daysim e Radiance, che poi vengono utilizzati per le analisi annuali del bilancio energetico globale dell'edificio. Un limite di EnergyPlus è che il suo utilizzo è molto complesso. La creazione di un modello da utilizzare all'interno del software per le simulazioni è difficile, in quanto, come Radiance, EnergyPlus non ha una interfaccia per la modellazione. Esistono però interfacce grafiche e software che consentono di modellare e inserire i parametri di input in maniera più semplice per l'utente e di lanciare EnergyPlus in background: fra questi,

il più utilizzato è Design Builder.

Ecotect, di Autodesk, è un software pensato per i progettisti, con una interfaccia grafica che permette una modellazione 3D semplice e simulazioni illuminotecniche e energetiche semplificate, basate sul metodo della Radiosity. Una delle sue caratteristiche più interessanti è la possibilità di esportare il modello creato sia in Daysim, per simulazioni illuminotecniche annuali, sia in EnergyPlus, per quelle energetiche. Una volta terminate le analisi, i risultati vengono visualizzati in Ecotect. Questo software ha però una serie di limitazioni: le più evidenti sono la difficoltà di modellare geometrie complesse e il fatto di non essere aggiornato da parecchio tempo. Infatti Autodesk ha interrotto lo sviluppo di Ecotect, integrandone le funzionalità in Revit.

Un software più versatile, semplice da utilizzare e potente è DIVA-for-Rhino, in Figura 5, sviluppato da Solemma. Diffusissimo sia nell'ambito professionale che in quello della ricerca, DIVA utilizza Rhinoceros per la modellazione 3D e crea, in base agli input specificati dall'utente, i file necessari per lanciare Radiance, Daysim, Evalglare o EnergyPlus. È possibile anche importare curve fotometriche di apparecchi per la simulazione, tramite Radiance, della luce artificiale. Una volta effettuata la simulazione illuminotecnica, si può effettuare, con EnergyPlus, una simulazione energetica annuale che ne utilizza i risultati. Questo metodo di integrazione dei due aspetti nel processo simulativo è attualmente quello che restituisce i valori più accurati. Una prima limitazione di questo software risiede nel fatto che non è possibile utilizzare lo stesso modello 3D per simulazioni illuminotecniche e termiche, poiché queste ultime necessitano di un modello molto più semplificato; inoltre mentre le simulazioni illuminotecniche sono estremamente versatili, in quanto è possibile simulare praticamente qualsiasi scenario, per le simulazioni energetiche le possibilità offerte sono più limitate, essendo possibile agire manualmente solo su una piccola gamma di parametri di input. Di questo software esiste anche un add-on per Grasshopper, un plug-in parametrico

di Rhinoceros, chiamato appunto DIVA-for-Grasshopper, che è di facile utilizzo, poiché tutte le funzioni sono contenute in pochi componenti; il rovescio della medaglia è che il numero di parametri disponibili per controllare parametricamente il processo simulativo è limitato.

Un applicativo per Grasshopper è Ladybug/Honeybee. Questo doppio add-on per Grasshopper funziona in maniera analoga a DIVA, utilizzando gli stessi software esterni in background per le simulazioni illuminotecniche e termiche, e consente anche l'esportazione dei modelli in OpenStudio. Le simulazioni illuminotecniche sono come in DIVA, mentre quelle energetiche sono condotte sfruttando EnergyPlus. Rispetto a DIVA, è possibile effettuare simulazioni illuminotecniche ed energetiche senza dover modificare il modello nel passare dalle une alle altre. Il processo di simulazione è controllato direttamente dall'utente tramite il collegamento fra molti componenti diversi per le geometrie, i materiali, i parametri di input della simulazione. Questo fa sì che Ladybug/Honeybee sia uno strumento estremamente versatile, che permette analisi di tipo parametrico in relazione alle caratteristiche dei materiali, alla localizzazione geografica, allo spessore dello strato di isolamento. Tuttavia questa estrema flessibilità risulta anche in una difficoltà maggiore rispetto a quelle che si incontrano usando DIVA, per utenti non esperti di simulazioni termiche e illuminotecniche. Di fatto, è uno strumento molto potente nell'ambito della ricerca, ma poco adatto in ambito professionale. ■

* Chiara Aghemo, Politecnico di Torino – Socia AiCARR
Valerio R.M. Lo Verso, Luigi Giovannini, Politecnico di Torino

BIBLIOGRAFIA

- Aghemo C., Blaso L., Fumagalli S., Lo Verso V.R.M., Pellegrino A. Il nuovo progetto di norma prEN15193-1:2015 per il calcolo della prestazione energetica per illuminazione di un edificio. La Termotecnica, in corso di pubblicazione.
- CEN. 2015. Energy performance of buildings – Energy requirements for lighting – Part 1: Specifications. prEN 15193-1. Brussels: European Committee for Standardization.
- IES. 2012. Daylight Metrics Committee. Approved Method IES LM-83-12 and Annual Sunlight Exposure (ASE). New York: Illuminating Engineering Society.
- ISO. 2004. Spatial distribution of daylight – CIE Standard General Sky. Norma ISO 15469 (CIE S011/E:2013). Geneva: International Standardization Organization.
- Mardaljevic J., Andersen M., Roy N., Christoffersen J. 2011. Daylighting metrics for residential buildings. Proceedings of the 27th Session of CIE International Conference.
- Reinhart C.F., Mardaljevic J., Rogers Z. 2006. Dynamic daylight performance metrics for sustainable building design. Leukos, 3, 7-31.
- UNI. 2007. Luce e illuminazione Locali scolastici Criteri generali per l'illuminazione artificiale e naturale. Norma UNI 10840. Milano: Ente Italiano di Normazione.
- UNI. 2013. Luce e illuminazione - Illuminazione dei posti di lavoro - Parte 1: Posti di lavoro in interni. Norma UNI 12464-1. Milano: Ente Italiano di Normazione.
- Wienold J., Christoffersen J. 2006. Evaluation methods and development of a new glare prediction model for daylight environments with the use of CCD cameras. Energy and Buildings, 38(7), 743-757.

WEBGRAFIA

- [1] <http://greenguard.org/uploads/images/LEEDv4forBuildingDesignandConstructionBallotVersion.pdf>
- [2] https://www.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/276733/PSBP_baseline_designs_access_and_inclusion.pdf

Illuminazione naturale, come simularla



La luce solare è estremamente variabile e rappresenta una sfida non banale per la progettazione architettonica degli edifici. Alcuni strumenti di calcolo previsionale sono in grado di valutarne la penetrazione all'interno degli edifici

di A. Fornasiero, R. Zecchin, G. Butturini*

L CONTRIBUTO DELLA LUCE naturale all'illuminazione degli edifici è stato oggetto di discussione per molto tempo, con risultati alterni, soprattutto in conseguenza dei continui progressi dell'illuminazione artificiale. Infatti, mentre l'illuminazione artificiale porta tendenzialmente a soluzioni di illuminazione a prefissati livelli ottimali, la luce solare, in quanto legata a fenomeni naturali, è estremamente variabile e rappresenta pertanto una sfida non banale per la progettazione architettonica degli edifici.

La progressiva diffusione di diverse tipologie di sorgenti di luce artificiale ha portato nel tempo a una notevole indipendenza dal ciclo solare e alla



HOW TO SIMULATE DAYLIGHTING

Daylighting is one of the aspects of building design that is not always considered as it deserves. A number of studies have shown that it has influence on productivity improvement, absenteeism reduction, learning capacity and shorter hospital stays. Daylighting in architecture is tightly connected with transparent openings, and so with a number of aspects, such as aesthetics, connection with circadian cycles, energy consumption for artificial light, heat loads, visual connection with external areas and, above all, comfort. The main challenge for daylighting design is to balance all aspects, without losing focus on energy and environment, that could have also a huge impact on the overall building life-cycle. To optimize design, it is possible to use simulation software's, to predict daylighting efficiency of the building under different conditions, considering also typical climate data. Among all tools, Radiance is the most flexible and adaptable, and it can also be used in connection with other 3D modelling software's.

Keywords: daylighting, simulation software, radiance

convinzione che esse fossero inevitabilmente l'unica e definitiva soluzione per fornire illuminazione di elevata qualità, con la conseguente frequente progettazione di ambienti privi o scarsamente dotati di aperture verso l'esterno; la disponibilità di

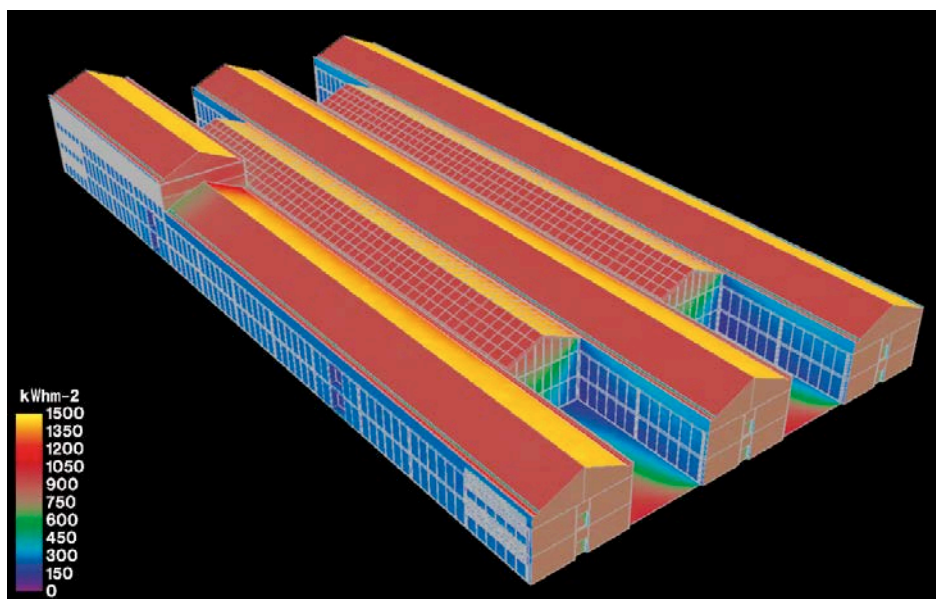
software forniti dai produttori di lampade e corpi illuminanti ha certamente favorito questa propensione. L'avvento di sistemi di controllo avanzati, di software in grado di prevedere la luce naturale, le crescenti esigenze di carattere energetico e ambientale nonché la disponibilità di vetrate, schermi ed elementi di facciata sempre

più sofisticati ed efficienti hanno ricreato le condizioni ideali per la valorizzazione della luce naturale. (Robbins, 1986; Lo Verso e Aghemo, 2003; Reinhart, 2014).

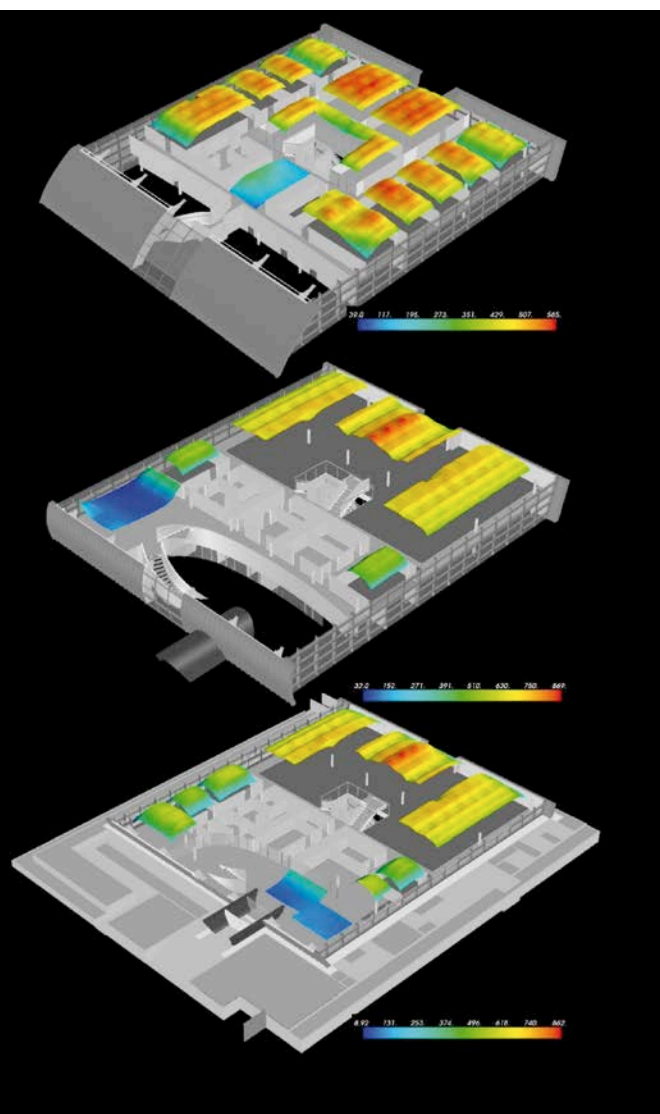
Parimenti importante è l'aspetto biologico: le sorgenti di luce artificiale concentrano le emissioni in determinate fasce dello spettro luminoso

CASI APPLICATIVI

Il software Radiance permette di analizzare gli edifici dal punto di vista spaziale mediante rendering e di analizzare le prestazioni dal punto di vista dell'illuminazione naturale e artificiale. Nella figura sono visualizzate alcune verifiche effettuate su un edificio direzionale: (da sinistra, in senso antiorario) rendering fotorealistico in condizioni di luce artificiale (di notte) e naturale, studio dell'abbagliamento in diversi punti interni e dei livelli di illuminamento (Sede Manens-Tifs di Padova; simulazioni effettuate con Radiance e l'ausilio del visualizzatore Paraview).



Lo studio dell'irraggiamento annuale o stagionale incidente sulle superfici esterne degli edifici permette di ottimizzare le soluzioni tecnologiche per le superfici vetrate laterali e di copertura degli edifici (Prysmian Headquarter, Milano; calcolo effettuato con Radiance + DIVA for Rhino + Gimp).



soprattutto per massimizzare l'efficienza nell'utilizzo dell'energia elettrica; per contro, la luce naturale presenta uno spettro peculiare, che porta positive influenze sulla salute e sul benessere psicofisico. Numerosi studi hanno dimostrato che la luce naturale ha effetti positivi sulla produttività e l'assenteismo, sulle capacità di apprendimento e sui tempi di recupero in ambito ospedaliero, oltre che sulla prevenzione di varie malattie. Recentemente è stata scoperta la presenza nell'occhio di un terzo fotorecettore, che si aggiunge ai coni, dedicati alla visione diurna o fotopica, e ai bastoncelli, dedicati alla visione notturna o scotopica: la melanopsina, una proteina prodotta dalle cellule neuronali della retina che, funzionando come un esposimetro, permette la sincronizzazione dei ritmi circadiani ai cicli ambientali e la sintesi della melatonina.

La luce naturale nell'architettura

In ambito architettonico, l'utilizzo della luce naturale può essere correlato principalmente a quattro paradigmi, cioè alla necessità di svolgere il compito visivo in sicurezza e comfort, aspetto fisico, mantenere il contatto con il ciclo naturale, aspetto biologico e psicologico, limitare i consumi energetici per l'illuminazione, aspetto energetico, e, ultimo ma non meno importante, definire la

forma architettonica dell'ambiente, aspetto estetico. Questi aspetti portano anche a considerazioni di carattere economico, tenuto conto che determinano vantaggi in termini di produttività e di riduzione dell'assenteismo, oltre che di razionalizzazione energetica.

Da questo punto di vista, la presenza della luce naturale negli ambienti è necessariamente associata all'irraggiamento solare, diretto e diffuso, che, se contribuisce positivamente al riscaldamento degli edifici durante la stagione invernale, durante l'estate può costituire invece un rilevante carico termico.

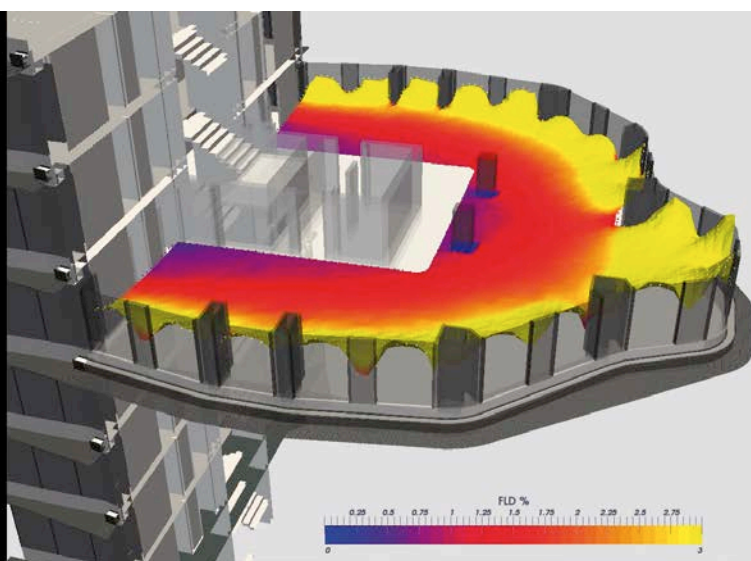
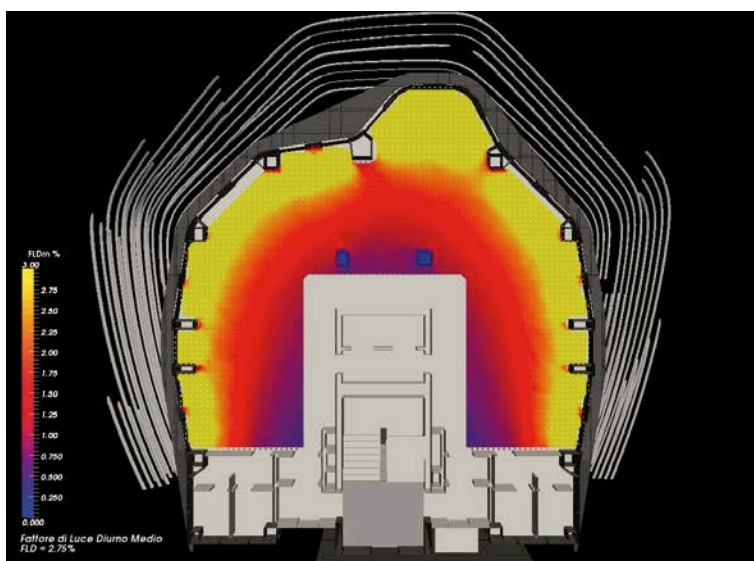
Dal punto di vista visivo, l'eccesso di luminanza porta al fenomeno dell'abbagliamento che, a seconda del grado, può rappresentare un semplice fastidio, dovuto alla luminanza concentrata che porta l'occhio a spostarsi dal compito visivo, o un ostacolo per lo svolgimento delle normali attività a causa dell'eccessivo contrasto nella zona del compito visivo, come nel caso di riflessi su monitor o carta stampata. Questo fenomeno può essere quantificato mediante il "Discomfort Glare" e il "Disability Glare", la cui valutazione è comunque difficile se non si ricorre a software specialistici.

D'altra parte, le aperture trasparenti consentono la visione verso gli spazi esterni, fondamentale nel caso di prolungata permanenza nell'ambiente

interno in quanto aiuta il benessere visivo degli utenti, soprattutto in presenza di elementi dinamici-esterni (BS, 2008), oltre a incrementare la produttività nel caso di ambiente lavorativo o scolastico.

La tecnologia dei vetri offre oggi soluzioni con trasmittanza molto bassa e trattamenti selettivi che consentono di ottenere bassi fattori solari con trasmissione luminosa relativamente alta. Ciò consente di limitare efficacemente i carichi termici ma non riduce sufficientemente il rischio di abbagliamento nel caso di superfici vetrate ampie; d'altra parte, vetri a bassa trasmissione luminosa possono rendere inaccettabile l'ambiente in assenza di radiazione solare diretta, a causa della ridotta luminosità e dell'alterazione cromatica della luce.

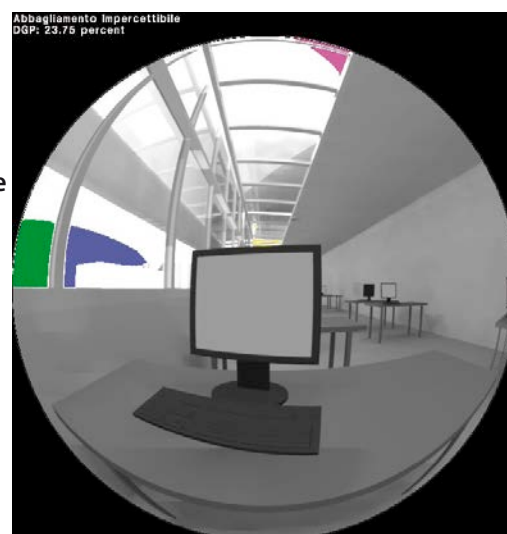
Quando l'azione del solo vetro non è sufficiente per il controllo della luminanza e della resa cromatica, è necessario ricorrere a schermature, interne o esterne, fisse o regolabili manualmente o automaticamente,



L'efficienza degli edifici dal punto di vista della luce naturale viene tipicamente valutata attraverso il calcolo dell'indice FLD (Fattore di Luce Diurna, corrispondente al rapporto percentuale tra l'illuminamento interno e quello esterno diffuso, su un piano di lavoro orizzontale) come suggerito dalla legislazione vigente. La visualizzazione dei valori puntuali può essere resa mediante mappe a falsi colori con espansione verticale, come qui rappresentato per una torre direzionale (Nuova sede Zucchetti, Lodi, calcolo effettuato con Radiance e visualizzato mediante il software Paraview).

CASI APPLICATIVI

Il rischio di abbagliamento può essere valutato mediante l'individuazione delle viste più critiche, possibilmente di tipo fish-eye in modo da contenere una ampia porzione di campo visivo, su cui poi verrà effettuato il calcolo mediante gli indici di riferimento codificati, DGP e UGR (edificio direzionale ad alta efficienza a Podgoriza, Montenegro).



con esigenze talvolta simultanee e contrastanti: per esempio la trasparenza e la continuità visiva con l'ambiente esterno possono essere inconciliabili con il comfort visivo di chi si trovi a dover usare un monitor in prossimità della superficie vetrata. Il problema va affrontato tenendo conto della dinamicità giornaliera e stagionale delle condizioni della volta celeste.

È interessante osservare che dal punto di vista normativo soltanto recentemente a livello europeo è stata prodotta una norma organica su questi temi, peraltro ancora in fase di inchiesta pubblica (CEN, 2016), che affianca la norma ISO 16817, anch'essa recente (ISO, 2012), integrando un panorama normativo finora prevalentemente dedicato all'illuminazione artificiale (UNI, 2014) e agli aspetti energetici dell'illuminazione naturale (ISO, 2014) o a particolari aspetti della medesima (ISO, 2016a; 2016b; 2016c).

La simulazione illuminotecnica

Da quanto esposto risulta l'esigenza di utilizzare strumenti di calcolo previsionale in grado di valutare non solo l'efficacia delle schermature in termini di ostruzione solare, cioè di ombreggiamento della radiazione diretta, in ogni istante nell'arco dell'anno, ma anche la penetrazione della luce naturale all'interno degli

edifici, tenendo conto delle caratteristiche degli spazi e delle loro superfici, nonché delle condizioni operative, ivi compresa la presenza di illuminazione artificiale. Tale approccio, denominato CBDM, acronimo di Climate Based Daylight Modeling, consente di analizzare la risposta degli edifici dal punto di vista complessivo, anche in connessione con valutazioni energetiche di carattere generale.

Occorre quindi disporre di strumenti adeguati, che permettano di modellare gli edifici dal punto di vista geometrico e delle caratteristiche fisiche dei materiali. Per quanto riguarda la modellazione tridimensionale, sono notoriamente disponibili numerosi software di tipo CAD: tra i più noti si possono citare AutoCAD, 3D Studio Max, Rhinoceros, Blender, Archicad, senza dimenticare i software di tipo BIM. Questi software si interfacciano a codici di calcolo specificamente illuminotecnici in grado di simulare, con diverse modalità e a diversi livelli, la risposta degli edifici alla luce naturale, tra i quali val la pena citare Dialux, Relux, Mental Ray, Daylight Visualizer e Radiance.

Il software radiance

In particolare, Radiance (Ward Larson et al., 1998) è una suite di codici di calcolo orientati allo studio illuminotecnico, in condizioni di luce naturale e artificiale, all'aperto o in luoghi circoscritti. Il software, attualmente disponibile nella versione 5.0, vanta una lunga storia iniziata nel 1984 nel Lighting System Research Group del Lawrence Berkeley Laboratory e tuttora in evoluzione, ed è costantemente seguito e rinnovato, sulla base degli avanzamenti delle conoscenze scientifiche e tecnologiche e dei precedenti risultati del suo utilizzo, principalmente per opera del suo iniziale autore, Greg Ward, con l'aiuto di una vera e

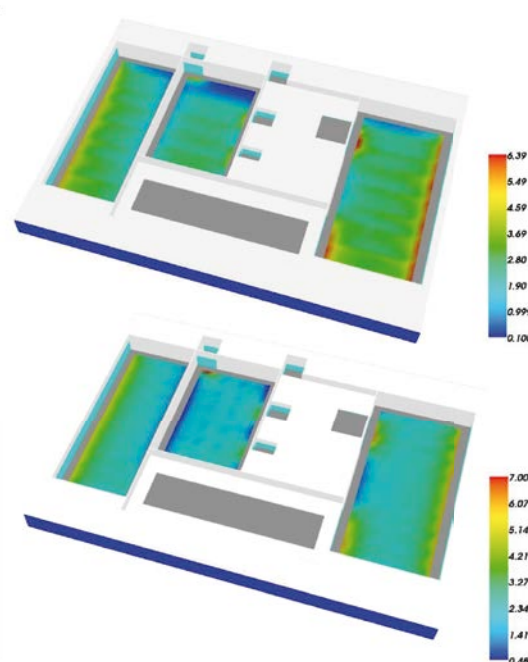
propria comunità scientifica indipendente che si è formata nel corso degli anni. Radiance, unanimemente riconosciuto come il software più preciso, avanzato e ricco di funzionalità, è sviluppato nel linguaggio C, è utilizzabile con una ampia gamma di sistemi operativi, da Unix a Linux, da Windows a Mac OS X a FreeBSD, ed è gratuitamente disponibile con il codice sorgente e con alcune guide di base per il suo utilizzo, sul sito ufficiale <https://radiance-online.org/> attraverso una specifica licenza.

Radiance, pur essendo correntemente utilizzato da migliaia di utenti in tutto il mondo come semplice strumento di verifica delle condizioni illuminotecniche degli ambienti e come algoritmo di rendering fotorealistico, nasce come strumento di ricerca in grado di fornire calcoli accurati e previsioni affidabili degli effetti della luce, utilizzando principalmente tecniche basate sull'algoritmo di Ray Tracing Inverso, il Backward Ray Tracing, e il metodo Monte Carlo per l'elaborazione dello scattering dei raggi tracciati. Questa soluzione computazionale consente di descrivere in modo sufficientemente adeguato il modello delle superfici speculari e delle superfici anisotrope quali sono i vetri, particolarmente quelli con trattamenti superficiali, di difficile descrizione in quanto il loro comportamento varia in base all'angolo di incidenza.

Nel campo delle simulazione di fenomeni di propagazione della luce, la tecnica di ray-tracing consiste nell'associare a un punto di una sorgente emettitrice una stella di semirette, i raggi, a ciascuna delle quali viene attribuita una quantità di energia: seguendo il percorso di ciascun raggio e tenendo adeguatamente conto dei fenomeni di riflessione, di scattering e di assorbimento subiti

CASI APPLICATIVI

L'utilizzo di software dedicato permette di mettere a confronto le soluzioni di copertura maggiormente adeguate ai fini dell'utilizzo degli spazi sottostanti già nelle prime fasi preliminari (calzaturificio, Fiesse D'artico – VE; studio comparativo tra diverse soluzioni effettuato con Radiance + Paraview).



dalla quantità di energia associata al singolo raggio, è possibile calcolare l'energia complessivamente incidente su un determinato ricettore; opportune elaborazioni di questa quantità di energia consentono di valutare dettagliatamente i diversi parametri descrittivi, quali la luminanza, l'illuminamento e l'abbagliamento.

L'algoritmo fondamentale di ray tracing inverso su cui si basa Radiance, anziché seguire il percorso del raggio luminoso a partire dalla sorgente luminosa, determina il percorso del raggio a partire dal punto di vista dell'osservatore virtuale, attraverso le successive interazioni dei raggi tracciati con le varie superfici che compongono il modello, cioè la riflessione sugli elementi opachi e la trasmissione attraverso quelli trasparenti, fino ad arrivare alla sorgente luminosa. Il risultato è evidentemente equivalente dal punto di vista analitico a quello del ray tracing diretto, che normalmente si utilizza nei rendering di qualità fotografica, ma è decisamente più efficiente dal punto di vista computazionale. Infatti, soltanto in piccola parte i raggi che partono dalle varie sorgenti luminose terminano il loro percorso all'interno dell'area interessata a una singola analisi: scartando la maggior parte delle interazioni, si riducono notevolmente i tempi di calcolo. Per ulteriori approfondimenti si rimanda alla manualistica di Radiance.

Le Figure riportate in queste pagine illustrano alcuni casi applicativi: come si può osservare, le modalità di visualizzazione e rielaborazione dei risultati devono essere di volta in volta mirate al fine di rispondere alle esigenze della specifica situazione, sia mediante l'uso degli strumenti interni di Radiance, ad esempio con diagrammi a falsi colori, che con l'utilizzo di software terzi collegati, quali Rhinoceros, Grasshopper3D, ParaView e OpenDX.

Come già detto, Radiance è oggetto di continui sviluppi e arricchimenti, grazie alla comunità scientifica che lo segue e che periodicamente si ritrova per discussioni e confronti negli International Radiance Workshop. Quest'anno il workshop, il

quindicesimo, è stato ospitato in Italia, presso la sede di Manens-Tifs a Padova, con il patrocinio, tra gli altri, di AiCARR e con la partecipazione di circa sessanta specialisti provenienti da tutto il mondo.

Durante il workshop sono stati presentati i recenti aggiornamenti del software e le nuove estensioni, ad esempio quella per il calcolo dei parametri di abbagliamento, i risultati della validazione di nuovi metodi di calcolo compositi, 5-Phase e 6-Phase Method, oltre a evoluzioni di codici di calcolo paralleli, Photon Mapping e Radzilla, e interfacce di acquisizione ed elaborazione dati. In aggiunta ai numerosi studi sviluppati in ambito scientifico e professionale, tra i temi maggiormente trattati si citano il CBDM, Climate Based Daylight

Modelling, e la determinazione di nuovi parametri di valutazione delle condizioni di illuminazione naturale per ottimizzarne l'accettabilità da parte degli utilizzatori finali degli edifici. Per maggiori informazioni si rimanda al sito web del 15° workshop (<http://www.2016radiancews.org/>). ■

* *Andrea Fornasiero, Giorgio Butturini, Manens-Tifs S.p.A.*
Roberto Zecchin, Manens-Tifs S.p.A. – socio AiCARR

BIBLIOGRAFIA

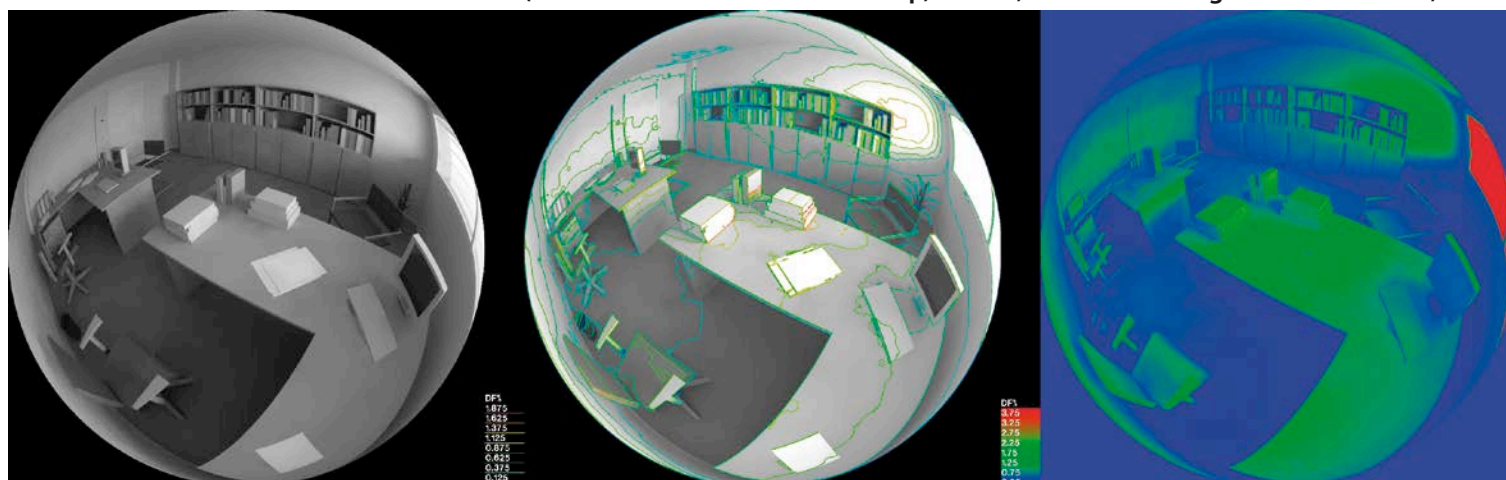
- BS. 2008. Lighting for buildings. Code of practice for daylighting. Norma BS 8206-2. London: British Standard Institution.
- CEN. 2016. Daylight of buildings. Progetto di norma prEN 17037. Brussels: European Committee for Standardization.
- ISO. 2012. Building environment design – Indoor environment – Design process for visual environment. Norma ISO 16817. Geneva: International Standardization Organization
- ISO. 2014. Calculation of the impact of daylight utilization on the net and final energy demand for lighting. Norma ISO 10916:2014. Geneva: International Standardization
- ISO. 2016a. Energy performance of buildings – Thermal, solar and daylight properties of building components and elements – Part 1: Simplified calculation method of the solar and daylight characteristics for solar protection devices combined with glazing. Norma ISO 52022-1. Geneva: International Standardization Organization.
- ISO. 2016b. Energy performance of buildings – Thermal, solar and daylight properties of building components and elements – Part 2: Explanation and justification. Norma ISO 52022-2. Geneva: International Standardization Organization.
- ISO. 2016c. Energy performance of buildings – Thermal, solar and daylight properties of building components and elements – Part 3: Detailed calculation method of the solar and daylight characteristics for solar protection devices combined with glazing. Norma ISO 52022-2. Geneva: International Standardization Organization.
- Lo Verso V.R., Aghemo C. 2003. Guida alla progettazione dell'illuminazione naturale. Parma: Torrazzi Editore.
- Reinhart C. 2014. Daylighting Handbook I. Cambridge: MIT
- Robbins, C.L. 1986. Daylighting design and analysis. New York: Van Nostrand Reinhold Co.
- UNI. 2014. Luce e illuminazione – Illuminazione dei posti di lavoro – Parte 2: Posti di lavoro in esterno. Norma UNI EN 12464-2:2014. Milano: Ente Italiano di Normazione.
- Ward Larson G., Shakespeare R.A. 1998. Rendering with Radiance The Art and Science of Lighting Visualization. Philadelphia: Morgan Kaufmann Publishers

WEBGRAFIA

- RADIANCE website: <https://radiance-online.org/>
- 15th Radiance workshop: <http://www.2016radiancews.org/>

CASI APPLICATIVI

L'utilizzo di software dedicato consente di analizzare gli spazi tenendo conto dei vari aspetti, mediante diverse soluzioni, sia dal punto di vista spaziale che illuminotecnico (edificio direzionale Manutencoop, Mestre; simulazioni eseguite con Radiance).





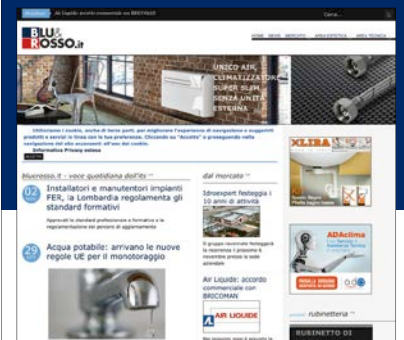
Organo ufficiale AiCARR
LA RIVISTA PER I PROFESSIONISTI
DELL'HVAC&R



www.audiofader.com
WEBSITE AGGIORNATO
QUOTIDIANAMENTE
MAGAZINE MENSILE DIGITALE
LA PIATTAFORMA ITALIANA DELLA PRODUZIONE MUSICALE
E DELL'AUDIO PROFESSIONALE



Organo ufficiale ANGAISA
LA VOCE PIÙ AUTOREVOLE DEL
SETTORE IDROTERMOSANITARIO



www.bluerosso.it
LA VOCE AUTOREVOLE DEL CANALE
IDRO-TERMOSANITARIO PIÙ DINAMICA



Organo ufficiale FINCO
LA RIVISTA CHE HA PORTATO LA
PROGETTAZIONE SOSTENIBILE IN ITALIA



www.casaeclima.com
L'INFORMAZIONE EFFICIENTE, COMPLETA E
IN TEMPO REALE OLTRE 200.000 UTENTI MESE



Organo ufficiale FME
IL BUSINESS MAGAZINE DEI
DISTRIBUTORI E GROSSISTI DI
MATERIALE ELETTRICO



DAL 1952 IL PERIODICO D'INFORMAZIONE
PER INGEGNERI E ARCHITETTI
NEWSLETTER - L'AGGIORNAMENTO
PROFESSIONALE VIA MAIL
Ogni 15 giorni raggiunge oltre 42.000 iscritti



LA GUIDA DA PORTARE SEMPRE
CON SE PER CONOSCERE TUTTI
I TRUCCHI DEL MESTIERE



PERIODICO BUSINESS TO
BUSINESS NEL MONDO
DELL'INDUSTRIA MECCANICA E
DELLE MACCHINE UTENSILI



MENSILE DI FORMAZIONE
E AGGIORNAMENTO PER IL
MECCATRONICO



IL PUNTO DI RIFERIMENTO PER CHI
OPERA NEL CAMPO DELLA PULIZIA
INDUSTRIALE, SANIFICAZIONE E
FACILITY MANAGEMENT



www.pulizia-industriale.it
DA 50 ANNI LA VOCE
AUTOREVOLE DEL CLEANING

QUINE COLLABORA CON:



Comparazione tra fluidi refrigeranti alternativi per la climatizzazione in attuazione del regolamento F-GAS

Analisi delle prestazioni e dell'impatto ambientale totale equivalente (TEWI) di alcuni fluidi refrigeranti alternativi in differenti scenari applicativi: residenziale con sistemi split, commerciale con roof-top e utenze del terziario con sistemi a espansione indiretta

Rita Mastrullo¹, Alfonso William Mauro^{1*}, Giuseppe Peter Vanoli²

¹ Università degli Studi di Napoli Federico II, Dipartimento di Ingegneria Industriale, P. le Tecchio, 80, 80125, Napoli.

² Università degli Studi del Sannio, Dipartimento di Ingegneria, Piazza Roma, 80100, Benevento.

* e-mail: alfonsowilliam.mauro@unina.it

COMPARISON AMONG REFRIGERANTS FOR AIR-CONDITIONING APPLICATIONS UNDER THE F-GAS REGULATION

The actuation of the EU regulation 517/2014 (so called F-GAS regulation) will determine relevant changes in the market of refrigerant fluids for the air-conditioning sector. Although the lack of precise application rules in the long period, a wide spread of the low GWP refrigerants is expected. At the moment several low GWP (<20), both synthetic and natural ones, are available. The introduction of some of them in the market of the air-conditioning appliances is limited by their flammability: it is currently possible to build high capacity heat pumps with low refrigerant charge, but only for indirect expansion systems; instead for direct expansion systems the choice of the refrigerant is still related to a compromise between safety concerns from one side, rules and attempts of environmental impact reduction on the other side.

In this paper, for both direct and indirect expansion systems, several options have been considered as potential refrigerants for the air-conditioning sector (CO₂, propane, R32, R1234yf, R1234ze), as alternatives to the most common refrigerants actually used (R134a, R410A, R407C). In particular, after the examination of the thermo-physical properties of these fluids and their direct environmental impact, a study is introduced about the determination of the performances and the total equivalent warming impact (TEWI). This investigation has been carried-out for several applications (split systems for household appliances, roof-top for commercial appliances, tertiary appliances with indirect expansion systems), fitting the technical design to each situation in terms of refrigerants and components available in the actual market, in order to analyze some technical issues that will affect the evolution of the market in the next years.

Keywords: refrigerants, GWP, heat pump, air-conditioning systems, global warming.

 English text



Il settore della climatizzazione contribuisce con una quota rilevante sulle tonnellate equivalenti di CO₂ immesse in atmosfera per due ragioni: da un lato, la richiesta energetica per la climatizzazione degli edifici è rilevante rispetto ai consumi energetici globali, riflettendosi in altrettanto considerevoli consumi di energia primaria e apporto di emissioni indirette di anidride carbonica in ambiente; dall'altro, le pompe di calore elettriche operanti con cicli inversi, dispositivi tra i più efficienti per la conversione energetica a servizio di tale settore, utilizzano fluidi refrigeranti con un potenziale di riscaldamento globale spesso elevato.

A seguito degli evidenti cambiamenti climatici dovuti al riscaldamento globale registrati negli ultimi anni, sono stati definiti numerosi accordi e regolamentazioni di politica ambientale, tesi a limitare gli effetti dannosi per il clima conseguenti ad attività di natura antropica.

In questo contesto, nell'ultimo decennio la politica europea ha scelto di muoversi secondo un percorso organico e coerente, tramite l'approvazione di una serie di regolamenti volti a limitare i consumi energetici e l'impatto ambientale anche negli usi finali, come fatto nel settore della climatizzazione con le regolamentazioni sugli edifici e sugli impianti.

Con riferimento agli impianti le regolamentazioni riguardano: l'aumento dell'efficienza energetica delle applicazioni (Parlamento Europeo, 2009a, 2010a; Commissione Europea, 2013a, 2013b, 2013c, 2013d), il monitoraggio della carica di refrigerante (Parlamento Europeo, 2006), la riduzione dei quantitativi di HFC consumati in Europa, con

programmazione graduale e sostenibile dei quantitativi immessi nel mercato al fine di diminuire le tonnellate equivalenti di CO₂ associate al loro utilizzo (Parlamento Europeo, 2014).

In merito a quest'ultimo aspetto, gli interventi legislativi di indirizzo e attuativi intrapresi sinora dalla comunità europea e resi concreti dai Paesi membri, risultano i più significativi e stringenti a livello globale circa le limitazioni nell'utilizzo di refrigeranti fluorinati e comporteranno un mutamento, già in parte in corso, dei refrigeranti adoperati nel settore della climatizzazione nel medio e nel lungo periodo. Importanti restrizioni dovute ad autoregolamentazioni, come nel caso dei paesi del Nord America, ovvero ad accordi internazionali di politica ambientale, sono comunque attese anche per gli altri paesi sviluppati.

Più in dettaglio, con riferimento alla Figura 1, in Europa il regolamento F-GAS del 2014 (Parlamento Europeo, 2014) comporterà un valore ammissibile nel mercato di kg equivalenti di CO₂ relativi al consumo di HFC via via decrescente nel tempo rispetto ai valori del triennio 2009-2012 assunto come riferimento, fino a una soglia del 20% da raggiungere entro il 2030. Simili interventi sono attesi anche nel Nord America, avendo questi stessi Paesi proposto un'autoregolamentazione per i Paesi sviluppati non presenti nella lista dell'articolo 5 del Protocollo di Montreal; sempre i paesi del Nord America hanno proposto una graduale, ma meno aggressiva, riduzione dei kg equivalenti di CO₂ associati al consumo dei refrigeranti immessi nel mercato dei paesi in via di sviluppo.

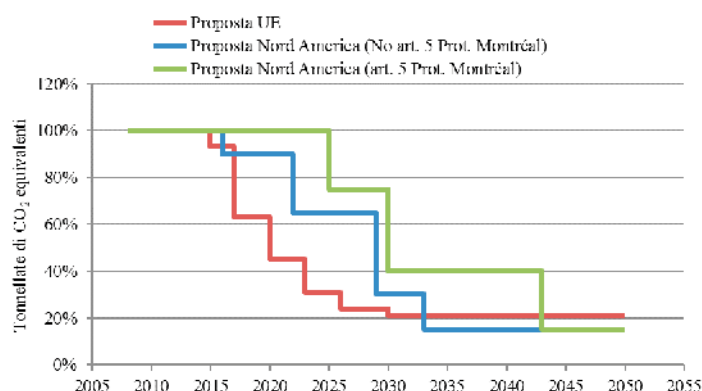


Figura 1 – Valori limite annui dei kg di refrigeranti ammissibili al consumo misurati in% di tonnellate equivalenti di CO₂ rispetto al valore attuale di riferimento. In rosso la proposta europea relativa al Regolamento F-GAS (Parlamento Europeo, 2014), modificabile in relazione ad accordi internazionali estesi a livello globale; in blu e in verde le proposte del Nord America per i Paesi sviluppati e non, rispettivamente.

Nello scenario plausibile di crescita del mercato globale della climatizzazione e della refrigerazione, almeno nel breve periodo, la graduale riduzione delle quantità di CO₂ associate al consumo di fluidi refrigeranti fluorinati causerà un progressivo cambiamento dei fluidi refrigeranti utilizzati nel settore della climatizzazione spostando i quantitativi maggiori di fluidi prodotti per anno verso quelli a basso GWP.

Uno studio del mercato al 2013 ha determinato la distribuzione di refrigeranti nei corrispondenti settori (Zeiger, 2015) in Europa: in sostanza, nella climatizzazione di piccola e media taglia con potenze minori di 75 kW, quali split-systems, roof-top e multi-split adoperanti compressori scroll, a vite e talvolta alternativi, i fluidi maggiormente utilizzati sono l'R410A e quelli della serie R407; per taglie superiori il fluido maggiormente utilizzato è l'R134a (refrigeratori di grande taglia con compressori centrifughi). Questi fluidi hanno un elevato potenziale effetto sul riscaldamento globale e non sono conformi alle restrizioni dell'F-GAS per il settore residenziale, che prevede l'utilizzo di fluidi con GWP < 750 per tutti i dispositivi prodotti dopo il 2025.

La ricerca su fluidi refrigeranti che abbiano un GWP più basso è in corso e già ha portato alla proposta di altre opzioni. Il potenziale utilizzo di refrigeranti alternativi va però calato nella pratica, per valutare se il loro impiego porta a livelli di efficienza energetica tali da determinare un impatto ambientale totale, diretto e indiretto, sul riscaldamento globale minore di quello dei fluidi refrigeranti che questi andrebbero a sostituire, in relazione ai vincoli progettuali che i singoli settori impongono e alla maturità tecnologica della componentistica attualmente disponibile.

Nel seguito è presentata una disamina del potenziale di applicazione dei refrigeranti alternativi disponibili¹: a partire dalle proprietà termodinamiche di un nutrito gruppo di fluidi per il settore della climatizzazione, vengono esposti dei casi di studio circa le prestazioni energetiche e l'impatto ambientale totale ottenibile a seguito dell'ottimizzazione vincolata degli scambiatori di calore, al fine di un confronto diretto tra i fluidi anche in termini di dimensionamento dei singoli componenti.

¹ I produttori di fluidi refrigeranti stanno proponendo con continuità nuovi refrigeranti a basso GWP, i fluidi refrigeranti di nuova generazione, cioè gli HFO, idrofluorocarburi insaturi che hanno GWP molto basso essendo fluidi con molecole instabili in atmosfera e che quindi hanno una vita in atmosfera molto breve. Tali fluidi sono quasi tutti lievemente infiammabili e richiedono adeguamenti tecnici dei componenti, quali la sostituzione dell'olio lubrificante; talvolta, se le proprietà termodinamiche sono molto diverse da quelle del fluido che sostituiscono, sono richiesti anche il ridimensionamento della taglia dei singoli componenti e l'ottimizzazione del progetto fluidodinamico del compressore. Per tale ragione, per avere a breve termine sostituti affidabili e che siano utilizzabili senza modifiche notevoli dell'attuale componentistica, vengono anche proposte miscele tra gli HFO e gli HFC, che comportano un compromesso in termini di GWP.

FLUIDI REFRIGERANTI DI NUOVA GENERAZIONE A CONFRONTO CON QUELLI ESISTENTI

L'anidride carbonica è un fluido refrigerante naturale, con un potenziale di riscaldamento globale, GWP, pari a uno per definizione. Tale fluido è largamente utilizzato nella refrigerazione commerciale e lo sarà ancora di più in futuro; nel settore della climatizzazione, il suo uso può essere vantaggioso per l'ambiente in relazione alle effettive condizioni operative. Si ottengono buone prestazioni, confrontabili con quelle dei fluidi sintetici attuali in termini di impatto ambientale totale, nella climatizzazione delle automobili nei climi temperati freschi e nella produzione di acqua calda sanitaria a media temperatura (Cavallini e Steimle, 1998; Kim et al., 2004; Cecchinato et al., 2005). Nel settore della climatizzazione di media taglia con impianti aria/aria il suo uso appare possibile solo nel caso di sistemi in pompa di calore operanti in climi freddi con elevate frazioni di rinnovo d'aria esterna (Calabrese et al., 2015). Nel caso di pompe di calore per la climatizzazione del tipo acqua/acqua uno studio recente ha mostrato come il suo utilizzo in modalità pompa di calore in climi medi potrebbe essere confrontabile con i sistemi più diffusi sul mercato nel caso si adottino sistemi di espansione a eiezione (Minetto et al., 2016). Attualmente, appare difficile e poco sostenibile l'impiego dell'anidride carbonica nei sistemi a pompa di calore per la climatizzazione in climi medi o caldi, eccezion fatta per applicazioni particolari, come la climatizzazione dei supermercati.

Non essendo possibile, con la tecnologia attualmente disponibile sul mercato, che le prestazioni delle pompe di calore ad anidride carbonica operanti tra livelli di temperatura tipici della climatizzazione siano confrontabili con quelle degli altri fluidi disponibili, questo fluido non sarà qui di seguito considerato. Margini di miglioramento delle prestazioni termodinamiche sono attesi in relazione al perfezionamento della tecnologia degli eiettori.

In Tabella 1 è presentata la lista delle sostanze prese in considerazione. Escluso il propano, R290, si possono raccogliere i fluidi in due gruppi: quelli che hanno l'R32 come base e sono sostituiti dei refrigeranti R410A e R407C, quali R32, R452B e R454B, e quelli simili all'R134a, quali R1234yf, R1234ze(E), R450A e R1233zd. Questi fluidi si possono raggruppare, come mostrato in Figura 2, in funzione della pressione di saturazione a 50 °C e del GWP: ne risulta che i fluidi sostituiti del refrigerante R410A operano a pressioni di esercizio più elevate, sono tutti parzialmente infiammabili (gruppo A2L secondo la classificazione ASHRAE) e hanno tutti un GWP < 700. Dei sostituti dell'R134a, solo l'R1234yf e l'R1234ze sono parzialmente infiammabili e, hanno tutti un GWP < 10 a eccezione della miscela R450A, che ha GWP = 547.

In Figura 3 sono riportate alcune proprietà termodinamiche dei fluidi considerati²: si osserva come l'R410A e l'R32 abbiano curve di saturazione identiche e superiori a quelle dell'R452B e R454B, a loro volta maggiori di quella dell'R407C; procedendo verso valori minori delle pressioni di saturazione per una fissata temperatura di saturazione, il propano ha una curva di saturazione ancora minore, quindi seguono l'R134a e l'R1234yf che hanno curve di saturazione identiche e, infine, l'R1234ze. Tali posizionamenti reciproci delle curve di saturazione sono identici a quelli tra le capacità di refrigerazione volumetriche, grazie all'effetto preponderante della densità del vapore saturo secco; come evidente nelle Figure 3b e 3c, il propano, R290, raggiunge valori di questa grandezza pressoché simili a quelli dell'R407C, grazie al suo calore latente di saturazione, maggiore rispetto a quello dell'R407C.

Dal diagramma (T,s) in Figura 3d si evince come ordinando i fluidi per temperatura critica decrescente si ottiene sostanzialmente

² Qui di seguito i fluidi R1233zd e R450A non saranno sempre considerati, in quanto le proprietà termodinamiche a disposizione degli Autori non sono sufficientemente validate.

un ordinamento opposto a quello visto in precedenza. Questo è importante per gli effetti delle perdite exergetiche intrinseche al ciclo³ dovute alla fase di desurriscaldamento e alla laminazione: per fissate temperature delle sorgenti, quanto più vicina è la temperatura critica a quella della sorgente calda tanto più tali perdite sono elevate. L'entità di tali perdite va valutata in relazione al calore latente di vaporizzazione dei fluidi, apprezzabile tramite il diagramma (p, h) e la Tabella 1. In termini di calore latente di vaporizzazione alla temperatura di saturazione di 0 °C, il propano presenta un valore pari a 375 kJ/kg e l'R32 un valore di 315 kJ/kg; poi si evidenziano valori decrescenti nel seguente ordine: R452B e R454B, R410A, R407C, R134a e R1233zd, R1234ze e R1234yf, quest'ultimo con un valore pari a 122 kJ/kg.

Combinando gli effetti di cui sopra si ottiene, nel caso di pompa di calore per la produzione di acqua calda (40/45 °C), il diagramma in Figura 4a, che riporta i COP, adimensionalizzati rispetto a quelli dell'R134a, ammettendo solo le perdite intrinseche, per ciascun fluido, al variare della temperatura ambiente. I valori del COP mostrano come tutti i fluidi hanno prestazioni simili, contenute nel ±3% in tutto il campo di temperature ambiente; fanno eccezione l'R410A, che presenta delle prestazioni ridotte del 4% in media e l'R1234yf, con prestazioni ridotte del 5,5%. Da questo risultato appare evidente come nel caso del ciclo teorico considerato le differenze nelle prestazioni tra i fluidi siano minime.

Per avere un riscontro più vicino alla realtà, in Figura 4b si riportano, nel caso di pompa di calore aria/acqua (40/45 °C), i COP adimensionalizzati rispetto a quelli dell'R134a al variare della temperatura ambiente, considerando i rendimenti dei compressori reali e imponendo per ciascun fluido la stessa differenza di temperatura minima tra sorgente e fluido negli scambiatori di calore⁴. Per i rendimenti globali di compressione sono stati utilizzati dati reali⁵, disponibili tramite i siti dei costruttori, di cui un esempio è riportato in Figura 5; per

ogni fluido è stata scelta la migliore prestazione tra quelle disponibili, secondo i dati riportati in Figura A.1 in Appendice.

Questa stima delle prestazioni, attualizzata nei termini descritti sopra, mostra risultati differenti dai precedenti. Infatti, l'R134a è il fluido con le prestazioni migliori per temperature inferiori a 7 °C; esso si avvantaggia sugli altri non solo per le sue proprietà termodinamiche, ma anche per lo sviluppo tecnologico dei compressori che ha portato ai rendimenti più alti del settore per taglie inferiori ai 20 kW.

L'R1234yf mostra prestazioni inferiori dell'8% in tutto l'intervallo di temperature ambiente. Il propano, R290, ha prestazioni simili all'R134a. L'R32 migliora le prestazioni ad alte temperature, fino a +10%, ma è penalizzato alle temperature più basse, fino a -10%. Trend simili a quello dell'R32 sono presentati dai refrigeranti che hanno l'R32 come base: R410A, R452B e R454B, ma con prestazioni ridotte del 5% su tutta l'escursione di temperatura ambiente.

I risultati mostrati forniscono una stima iniziale delle prestazioni dei singoli fluidi considerati, ma è importante sottolineare che essi sono relativi esclusivamente alle condizioni operative scelte, che, per quanto realistiche, non sono rappresentative della generalità dei casi. Ad esempio, l'R407C presenta prestazioni molto penalizzate in questa elaborazione a causa dello svantaggioso accoppiamento del suo glide di temperatura⁶ con i profili di temperatura dell'aria scelti; inoltre, le prestazioni dei compressori non sono attualizzate in relazione alla taglia degli impianti.

Pertanto, per affinare il confronto tra i fluidi in termini sia di prestazioni energetiche che di impatto ambientale diretto e indiretto, è necessaria un'analisi più articolata che è presentata nel paragrafo successivo.

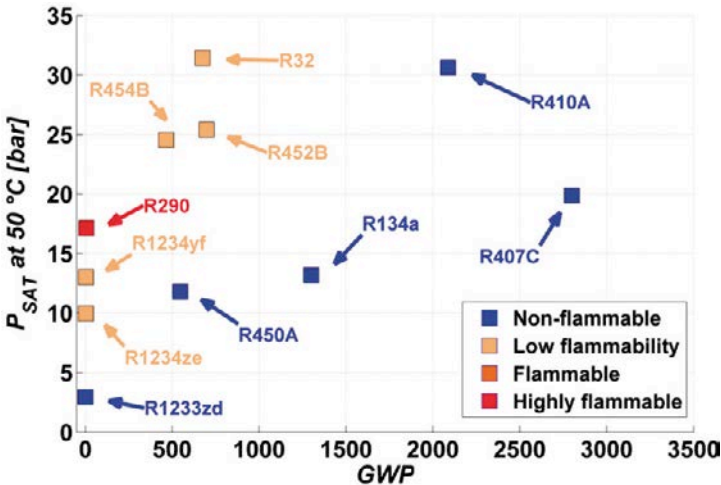


Figura 2 – Valori del GWP in funzione della pressione di saturazione a 50 °C per i fluidi refrigeranti considerati.
⁶ Differenza di temperatura tra la temperatura del vapore saturo alla pressione di evaporazione e la temperatura all'ingresso dell'evaporatore.

³ Considerato un ciclo a compressione di vapore operante tra due sorgenti, nelle ipotesi di scambiatori di calore di area infinita, ovvero di differenze di temperatura nulle tra ciascuna sorgente e il fluido, di assenza di perdite di carico negli scambiatori di calore e di compressione isentropica, le uniche perdite exergetiche sono dovute alla fase di laminazione e al desurriscaldamento del fluido.
⁴ Il risultato di questo tipo di analisi dipende dalle variazioni di temperatura che si assegnano ai fluidi caldo e freddo, rappresentanti le sorgenti. In questo caso specifico, si è supposto di avere una pompa di calore aria/acqua, assegnando una variazione di temperatura pari a 4 °C all'aria e 5 °C (40/45 °C) all'acqua. All'evaporatore nel caso di miscele con glide è stata scelta la disposizione, equi-corrente o contro-corrente, che ottimizza le prestazioni. Inoltre, si sono assegnate le perdite di carico agli scambiatori di calore in termini di temperatura di saturazione, pari a 1,5 °C al condensatore e 0,8 °C all'evaporatore.
⁵ Dall'analisi svolta risultano dati sulle prestazioni dei compressori molto dispersi per il singolo fluido e molto diversi per i vari fluidi. Per ciascun fluido è stato scelto come indice rappresentativo della massima prestazione potenziale attualmente raggiungibile il valore migliore possibile per il rapporto di compressione associato a ciascuna condizione operativa. Per i nuovi refrigeranti, qualora non fossero disponibili dati, si sono utilizzati i valori dei rendimenti dei compressori appartenenti alla stessa classe di refrigeranti in analoghe condizioni operative, in termini di rapporto di compressione. I dati fanno riferimento a compressori scroll e alternativi di taglia inferiore a 20 kW per una temperatura di condensazione pari a 47 °C ed una temperatura di evaporazione di -4 °C, con valori del surriscaldamento e sottoraffreddamento secondo la norma UNI EN 12900 (UNI, 2013).

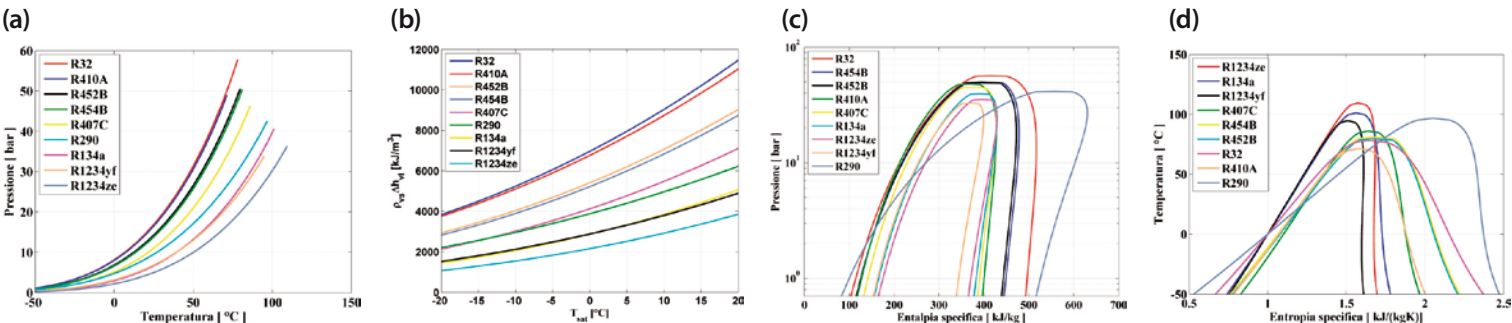


Figura 3 – (a) Curve di saturazione per i fluidi refrigeranti considerati. (b) Effetto frigorifero volumetrico in funzione della temperatura di saturazione per i fluidi refrigeranti considerati. (c) Piano entalpia specifica — pressione per i fluidi refrigeranti considerati. (d) Piano entropia specifica — temperatura specifica per i fluidi refrigeranti considerati.

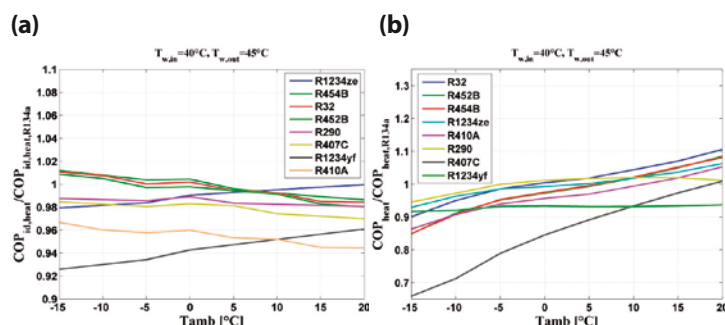


Figura 4 – (a) Andamento in funzione della temperatura ambiente del rapporto tra il COP di un ciclo ideale (scambiatori di calore di area infinita, assenza di perdite di carico, rendimento isoentropico di compressione unitario) e quello valutato con un fluido di riferimento (R134a). (b) Andamento in funzione della temperatura ambiente del rapporto tra il COP di un ciclo reale (scambiatori di calore reali, perdite di carico, rendimento globale di compressione funzione del rapporto di compressione) e quello valutato con un fluido di riferimento (R134a).

CASI DI STUDIO PER LA COMPARAZIONE DELLE PRESTAZIONI DI IMPIANTI OPERANTI CON FLUIDI REFRIGERANTI DI NUOVA GENERAZIONE NEL SETTORE DELLA CLIMATIZZAZIONE

In letteratura sono disponibili differenti studi che valutano le prestazioni comparate tra refrigeranti di impianti realizzati con sostituzione diretta del refrigerante, drop-in, o analisi basate su un'ottimizzazione minima dei componenti quali gli scambiatori di calore, soft-optimization.

Studi di questo tipo sono condotti in primo luogo dai costruttori dei compressori per adeguarne le prestazioni e valutarne l'affidabilità; altri lavori focalizzati sulle prestazioni dell'intera macchina sono stati già condotti, ad esempio, quelli presentati dall'AHRI (AHRI, 2014) e dall'AFCE (Clodic et al., 2014).

In questo lavoro saranno considerati tre casi di studio: una pompa di calore di taglia pari a 5 kW corrispondente a uno split system che riscalda aria da 20 a 35 °C per una temperatura esterna pari a -5 °C, un sistema roof-top (aria/aria) di taglia pari a 75 kW che opera nelle stesse condizioni operative dello split system e un refrigeratore di taglia pari a 1500 kW che produce acqua refrigerata (12/7 °C) per una temperatura ambiente di 35 °C.

L'analisi condotta prevede di imporre differenze di temperatura minime agli scambiatori di calore e perdite di carico massime, uguali per tutti i fluidi in ciascun caso di studio, e di determinare il progetto degli scambiatori di calore e del compressore per raggiungere tale prestazione, secondo le potenze termiche e le condizioni operative fissate per ciascun caso. In particolare, per il progetto degli scambiatori di calore è stata svolta un'ottimizzazione vincolata, che adotta dati geometrici di componenti base realistici, già disponibili sul mercato, e ingombri costruttivi realistici, al fine di minimizzare l'impatto ambientale totale, il TEWI. Tutti i dettagli e le ipotesi relative a ciascun caso studio sono riportati in Appendice: le Tabelle A.1, A.2 e A.3 riportano i vincoli termodinamici e geometrici per ciascun caso studio; la Tabella A.4 mostra le correlazioni utilizzate per la determinazione dei coefficienti di scambio termico e le perdite di carico lato aria e lato refrigerante e le Tabelle A.5, A.6 e A.7 riportano i risultati delle simulazioni.

Nel caso di uno split system, secondo i dati riportati in Tabella A.1, sono stati ottenuti i risultati riportati in Tabella A.5 per le configurazioni ottime riferite a ciascun fluido. Il processo di ottimizzazione è consistito nella ricerca di tutte le configurazioni degli scambiatori

di calore in grado di soddisfare i vincoli termodinamici e geometrici imposti, vedi Tabella A.1; tra queste configurazioni sono state scelte quelle che minimizzano la carica di refrigerante. Ai fini di una comparazione più immediata tra i fluidi, i risultati dell'analisi condotta sono riportati nelle Figure 6 e 7 in termini di carica di refrigerante e COP, TEWI e dimensioni degli scambiatori di calore, rispettivamente.

Dalla Figura 6a si evince come per il propano la carica dell'intero sistema possa essere ridotta al di sotto di 200 g, raggiungendo una carica specifica pari a 40 g/kW. Le prestazioni di tutti i fluidi, grazie ai vincoli termodinamici imposti e all'ottimizzazione del progetto degli scambiatori di calore, sono simili: il COP_{aux} , che include anche il consumo degli ausiliari, si attesta per tutti i fluidi intorno a 3, come si vede in Figura 6b.

Nel confronto relativo e in base ai dati scelti, il fluido che presenta un TEWI più basso è l'R32 con una riduzione dell'8% rispetto all'R134a, vedi Figura 7a, seguito dal propano, in ragione delle minori perdite di refrigerante ipotizzate per i fluidi infiammabili e al loro minore GWP. Anche le nuove miscele R452B e R454B consentono una riduzione del TEWI rispetto all'R134a.

Dall'analisi effettuata per questo caso di studio risulta che è possibile ridurre l'impatto ambientale nel settore della climatizzazione con split systems tramite l'adozione dei nuovi fluidi qui selezionati. Tale intervento richiede il ricorso a soluzioni tecniche particolari, con l'adeguamento del dimensionamento degli scambiatori, pur se con gli stessi ingombri attuali. In figura 7b si mostra un confronto relativo delle dimensioni degli scambiatori di calore per ciascun fluido, riferito all'R134a: l'R32 e il propano consentono anche una riduzione delle superfici degli scambiatori di calore del 30% e del 20% circa, al condensatore e all'evaporatore rispettivamente. Su questo aspetto, risultati meno marcati, ma comunque buoni, si ottengono per le miscele R452B e R454B. In termini di cilindrata del compressore, riferita a quella dell'R134a, l'R32 e le miscele da esso derivate richiedono una cilindrata pari al 40-50%, il propano necessita di una cilindrata pari al 65%, l'R1234ze pari al 140% e l'R1234yf identica.

In definitiva, combinando le considerazioni di prestazioni energetiche, impatto ambientale in termini di TEWI e dimensionamento dei componenti, appare evidente come l'R32 e il propano siano i fluidi che possono ottenere i migliori risultati con i minori costi⁷.

Nel caso di un roof-top sono stati ottenuti i risultati riportati in Tabella A.6, secondo i dati riportati in Tabella A.2. I risultati dell'analisi condotta sono riassunti nelle Figure 8 e 9 in termini di carica di refrigerante e COP, TEWI e dimensioni degli scambiatori di calore, rispettivamente.

Dalla figura 9a si osserva come il propano e l'R32 riescano ad avere cariche di refrigerante ridotte rispetto all'R134a e molto simili a quelle dell'R410A; in particolare, le cariche di refrigerante sono pari a 1200 e 1450 g e quelle specifiche a 16 e 19 g/kW, rispettivamente per propano e R32. Questo accade grazie al ricorso a tubi di diametri inferiori, sempre nel rispetto dei vincoli di progettazione termodinamica, dovute alle alte pressioni di esercizio nel caso dell'R32 o alla minore portata massica richiesta nel caso del propano. Si osserva come, a causa dell'ottimizzazione del progetto degli scambiatori di calore, solo il 25-30% della carica di refrigerante sia contenuta negli scambiatori di calore, mentre la rimanente parte è situata, principalmente, nella linea del liquido e nel collettore del liquido al condensatore⁸.

Dalla Figura 8b risulta che le prestazioni migliori sono quelle delle miscele R452B e R454B, con un COP_{aux} pari a 3,40, che è migliore

⁷ Al netto dell'aggravio di costi associati all'adeguamento della componentistica dovuta all'infiammabilità dei fluidi e nell'ipotesi di miglioramento degli standard qualitativi nei processi di installazione e manutenzione degli impianti per la riduzione delle perdite di refrigerante.

⁸ Nel caso del roof-top si è supposto che il ricevitore di liquido sia dimensionato per accogliere escursioni di carica di refrigerante durante il funzionamento pari al 20% della carica nominale. Il collettore del liquido al condensatore ha un diametro pari a 5 volte quello dei tubi. La linea del liquido ha diametro 16 mm e lunghezza 80 cm.

del 10% del COP dell'R410A. L'R32 ha un COP_{aux}^9 pari a 3,20 e il propano, con un COP_{aux} di 3,0, ha una prestazione lievemente inferiore a quella dell'R410A.

I rimanenti fluidi hanno prestazioni peggiori¹⁰. Essendo il contributo diretto al TEWI marginale, data la bassa carica specifica raggiunta, dalla Figura 9a si osserva come il TEWI minore compete ai fluidi con il COP_{aux} maggiore: l'R452B e l'R454B consentono di ridurre il TEWI del 30% rispetto all'R134a. Nella configurazione di ottimo¹¹ i fluidi R452B e R454B richiedono superfici di scambio termico all'evaporatore e al condensatore simili a quelle dell'R134a.

In base alle scelte metodologiche e ai vincoli termodinamici imposti per questo studio, nel caso del roof-top da 75 kW le nuove miscele R452B e R454B consentono di ottenere le prestazioni migliori, in termini di COP e TEWI, di poco superiori a quelle dell'R32 e del propano, con scambiatori di calore simili all'analoga soluzione con R134a.

Con riferimento al caso del refrigeratore per la produzione di acqua refrigerata, è stato considerato un dispositivo operante con compressore centrifugo ad alto rendimento, con evaporatore allagato, condensato ad aria con scambiatori di calore a microcanali. Essendo la quasi totalità della carica nell'evaporatore allagato, si è condotta l'ottimizzazione di questo scambiatore ai fini della riduzione del TEWI: i dettagli dei dati delle simulazioni sono riportati in Tabella A.3. Secondo la logica scelta è possibile variare la geometria dello scambiatore in termini di diametro del mantello e lunghezza dei tubi, essendo il numero di tubi vincolato al diametro del mantello. In tal modo, si possono ottenere, per fissate condizioni dell'acqua refrigerata e potenza scambiata, differenti temperature di evaporazione e quindi differenti COP e TEWI. La Figura 10a riporta un esempio dei risultati ottenuti per il fluido di riferimento R134a in termini di COP e carica di refrigerante. All'aumentare sia della lunghezza dei tubi sia del diametro del mantello, e quindi del numero dei tubi, si ottengono superfici di scambio termico maggiori con maggiori COP, ma al tempo stesso maggiori cariche di refrigerante e quindi un contributo diretto al TEWI maggiore. Tramite la Figura 10b si può osservare l'esistenza di una regione in cui il TEWI è minimo, che corrisponde quindi alla regione di ottimo per questo studio. Lungo la linea di ottimo per il TEWI è possibile scegliere la soluzione che minimizza i costi dello scambiatore di calore.

Tramite queste elaborazioni condotte su ciascun fluido, sono stati ottenuti i risultati riportati in Tabella A.7. Il COP maggiore è pari a 4,09 per l'R1233zd(E), segue il propano con un COP pari a 3,88. Il TEWI è simile per tutti i fluidi, mentre la carica è fortemente variabile, come riportato in Figura 11. Si osserva che l'R1233zd(E), pur avendo il COP massimo, ha una carica di refrigerante considerevolmente maggiore degli altri, in quanto il basso valore del GWP che gli compete consente di poter lavorare con cariche di refrigerante maggiori per ottenere lo stesso TEWI e quindi avere un evaporatore di superficie maggiore e COP maggiori. Interessante è il risultato raggiunto dal propano, che riesce a lavorare con uno scambiatore di dimensioni notevoli nel punto di minimo del TEWI: questo accade come effetto combinato del COP elevato, del GWP basso e della ridotta densità del liquido saturo. In definitiva, nel caso del refrigeratore, il nuovo fluido sintetico R1233zd(E) può raggiungere le migliori prestazioni

⁹ Nel caso del roof-top il COP_{aux} comprende i consumi del ventilatore della batteria di scambio termico esterna. Le soluzioni riportate sono quelle che minimizzano la carica per ciascun fluido, rispettando i vincoli termodinamici. Nel caso dell'R32 la configurazione a carica ridotta porta a uno scambiatore compatto con un effetto maggiore dei consumi dei ventilatori della batteria esterna sui consumi totali.

¹⁰ Bisogna sottolineare che i risultati ottenuti sono relativi ai vincoli geometrici e termodinamici imposti, che, per quanto realistici, sono comunque relativi a una classe limitata di situazioni. Pertanto, risultati differenti potrebbero essere ottenuti nel caso di condizioni al contorno diverse, ovvero per ingombri differenti.

¹¹ Si tenga presente che l'ottimo fa riferimento alla configurazione che riduce la carica di refrigerante, mentre le prestazioni sono state fissate dal rispetto dei vincoli termodinamici. Pertanto, in relazione alla possibilità del fluido refrigerante di bilanciare il carico termico e rispettare le perdite di carico lato refrigerante e aria imposte e in considerazione del fatto che è stata imposta la portata volumetrica lato aria e non la velocità dell'aria, si possono ottenere soluzioni geometriche differenti al variare del fluido.

in termini di COP, con un TEWI simile a quello degli altri fluidi, ma richiede una carica di refrigerante pari a tre volte quella dell'R134a.

Si sottolinea che i risultati riportati in questa analisi sono soggetti alle ipotesi e ai vincoli imposti e pertanto non sono generalizzabili a tutte le situazioni né estrapolabili a condizioni operative differenti da quelle presentate in questo studio.

BARRIERE TECNICHE E NORMATIVE ALLA TRANSIZIONE VERSO LA NUOVA GENERAZIONE DI REFRIGERANTI E POSSIBILI SVILUPPI FUTURI

È emerso dall'analisi svolta che i fluidi che consentono di ottenere le migliori prestazioni nel settore residenziale sono l'R32 e il propano, entrambi infiammabili. Attualmente, le norme vigenti (UNI, 2013; ISO, 2014) consentono una carica di refrigerante per i dispositivi a pompa di calore elettrica per il comfort umano, operanti in ambienti chiusi, variabile in relazione all'infiammabilità del refrigerante e alla tipologia di installazione.

Un esempio di applicazione per il refrigerante propano è riportato in Figura 12. Nel caso di una pompa di calore split system a propano, installata a parete, il limite di carica per una superficie di 50 m² sarebbe di 500 g, compatibile con i risultati ottenuti in questo studio. La carica in ogni caso non può superare 1,00 kg, anche per superfici maggiori: ciò rende difficoltoso l'impiego di tali refrigeranti in sistemi ad unità multiple, multi-split o unità incanalate, con unità condensante unica; questi vincoli normativi, però, consentono l'uso di più unità singole in parallelo, laddove il limite sulla carica di refrigerante si intende applicato alla singola unità e non al loro assieme. Sarebbe auspicabile un intervento normativo per consentire un rapido e armonizzato inquadramento dei limiti di carica per i nuovi refrigeranti a bassa infiammabilità.

Alcuni fluidi di nuova generazione comportano temperature di mandata al compressore elevate, richiedendo un adeguamento dell'olio lubrificante ovvero, ove possibile, il ricorso a iniezioni di refrigerante durante la compressione, solo per taglie superiori a 15 kW. Queste considerazioni evidenziano la necessità di sviluppare compressori dedicati, anche al fine di ottimizzare il loro punto nominale di funzionamento alle effettive condizioni operative richieste dai nuovi fluidi. In base alla tecnologia attualmente disponibile, i compressori scroll a propano sono quelli per i quali sono attesi i maggiori miglioramenti delle prestazioni, cosa che ne favorirebbe ancor di più l'utilizzo negli impianti di piccola e media taglia.

A riguardo degli scambiatori di calore degli impianti di piccola e media taglia sono prioritari due interventi: il primo è la riduzione della carica di refrigerante nel collettore del liquido al condensatore, il secondo è la riduzione dei consumi energetici degli accessori, data la loro incidenza. In questo campo è molto importante la ricerca di soluzioni che ottimizzino le perdite di carico lato aria e l'adozione di ventilatori con motori elettrici ad alta efficienza, che consentono il funzionamento a carico parziale senza penalizzazioni energetiche eccessive. In aggiunta, altrettanta importanza riveste lo studio della distribuzione dell'aria degli scambiatori di calore delle unità esterne negli impianti di piccola taglia, in quanto spesso soggetti a maldistribuzione lato aria, con considerevoli deviazioni delle prestazioni rispetto a quelle nominali. Negli impianti di media taglia, anche la maldistribuzione del refrigerante negli evaporatori refrigerante-aria a espansione diretta è un aspetto da considerare per il miglioramento delle prestazioni reali in esercizio.

Nel caso di impianti di grande taglia le prestazioni migliori si ottengono per fluidi HFO, quali l'R1233zd(E), che ha una pressione di saturazione molto più bassa di quella degli altri fluidi, richiedendo l'uso di evaporatori allagati nei refrigeratori per la produzione di

acqua refrigerata. In tal caso, riduzioni della carica si possono ottenere con l'adozione di sistemi quali condensatori ad aria a microcanali ed evaporatori spray; per questi ultimi scambiatori di calore sono richiesti maggiori dati sperimentali e correlazioni per l'ottimizzazione dello scambio termico tra fluido e parete.

CONCLUSIONI

In materia di regolamentazione sulla produzione e il consumo di HFC nei paesi sviluppati e in via di sviluppo ci sono stati diversi interventi, sia a livello europeo (F-GAS) che a livello globale, per consentire una riduzione graduale e sostenibile nell'uso degli HFC. A riguardo della riduzione dell'impatto ambientale totale associato al settore delle pompe di calore elettriche, le azioni migliorative hanno interessato diversi fronti, da un lato il miglioramento delle prestazioni energetiche e l'integrazione delle pompe di calore con fonti energetiche rinnovabili; dall'altro le riduzioni della carica e delle perdite di refrigerante abbinate all'uso di refrigeranti a basso potenziale di riscaldamento globale, GWP.

Diversi fluidi a basso GWP sono stati proposti come alternativi a quelli più comunemente utilizzati al momento. Con riferimento al settore della climatizzazione, i fluidi disponibili possono essere raggruppati in tre gruppi: le miscele dell'R32, sostituti dell'R410A, i fluidi simili al R134a quali gli HFC insaturi e le loro miscele con l'R134a stesso, e il propano. Molti di questi fluidi sono infiammabili e il loro uso in sistemi a espansione diretta implica restrizioni sulla carica di refrigerante ammissibile. In questo elenco di fluidi non compare al momento l'anidride carbonica, che pur essendo un fluido naturale, molto valido per la refrigerazione commerciale e per la produzione di acqua calda sanitaria, offre prestazioni non confrontabili con quelle degli altri fluidi nei climi medi e caldi; miglioramenti possono essere ottenuti con lo studio di soluzioni tecnologiche innovative, come l'adozione dei sistemi di espansione a multi-eiettore.

L'analisi svolta in questo studio ha condotto alla scelta dell'alternativa migliore per casi applicativi relativi al settore della climatizzazione, tramite l'ottimizzazione progettuale vincolata, basata su dati tecnici di componenti già disponibili sul mercato e vincoli geometrici realistici. Lo scopo dell'analisi è stato accertare che, a seguito della sostituzione del refrigerante, si abbia effettivamente un impatto ambientale minore di quello attuale, come auspicabile.

Nel caso della climatizzazione di piccola taglia si riesce a rispettare i vincoli di carica imposti dalle normative vigenti per i sistemi a pompa di calore per il comfort umano con sistemi split singoli, tramite l'uso dei fluidi R32 e propano, che, limitatamente all'analisi comparativa qui svolta, consentono di ottenere le migliori prestazioni energetiche e ambientali.

Per i sistemi roof-top di taglia pari a 75 kW, nelle condizioni studiate in questo lavoro, si è verificato che le miscele R452B e R454B consentono di ottenere le migliori prestazioni, con una carica simile a quella dei sistemi che utilizzano l'R410A, grazie all'ottimizzazione vincolata del progetto degli scambiatori di calore. Anche l'R32 ha prestazioni simili, così come il propano; per quest'ultimo fluido sono attesi miglioramenti di pari passo con lo sviluppo di compressori più efficienti.

Infine, nel caso di un refrigeratore di potenza pari a 1500 kW condensato ad aria e con evaporatore allagato, si è visto come un idrofluorocarburo insaturo, l'R1233zd(E), riesce a ottenere le migliori prestazioni in termini di COP, a parità di impatto ambientale totale, grazie alla possibilità di utilizzare un evaporatore di dimensioni maggiori, dal momento che questo fluido ha un GWP molto basso. Tale impatto ambientale sarebbe ancora minore qualora si usassero degli

accorgimenti per la riduzione della carica di refrigerante nell'evaporatore allagato, come la tecnologia degli evaporatori spray.

In generale, è richiesto a tutti i protagonisti del settore della climatizzazione un impegno rilevante per consentire un'introduzione rapida dei fluidi a basso GWP nelle macchine operanti in questo settore, con scarse perdite di refrigerante per diminuire l'impatto ambientale diretto e con prestazioni energetiche tali da ridurre il loro impatto ambientale indiretto rispetto a quello delle macchine attuali. Inoltre, se da un lato sarebbero necessarie maggiore chiarezza ed elasticità normativa circa i limiti di carica di refrigerante per le applicazioni con sistemi ad espansione diretta, dall'altro occorre impegnarsi per ridurre la carica per mezzo dell'ottimizzazione vincolata degli scambiatori di calore, operazione che può portare anche a una migliore distribuzione dell'aria nei sistemi di piccola taglia e del refrigerante nei sistemi di media taglia nelle batterie di scambio termico.

L'analisi condotta ha mostrato come non esista un refrigerante che costituisca una soluzione valida per tutte le situazioni; viceversa, di volta in volta, va valutata la soluzione migliore, in relazione alle effettive condizioni di esercizio, tra tutti i fluidi disponibili, che non si limitano a quelli presentati in questo studio.

SIMBOLOGIA

COP	coefficiente di prestazione, adim
D	diametro, m
GWP	Global Warming Potential, adim.
h	Entalpia specifica, kJ/kg
k	conducibilità termica, W/(m K)
L	lunghezza, m
p	pressione, bar
s	Entropia specifica, kJ/(kg K)
T	temperatura, °C
TEWI	Total Equivalent Warming Impact, kgCO ₂
dP/dZ	gradiente di pressione, Pa/m

pedici e apici

aux	ausiliario
c	critica
co	condensazione
ev	evaporazione
g	globale
id	ideale
in	ingresso
l	liquido
out	uscita
SAT	saturazione
shell	mantello
vl	intervallo di saturazione
vs	vapore saturo secco
w	acqua

Lettere greche

Δ	differenza
η	rendimento, adim.
μ	viscosità dinamica, Pa s
ρ	densità, kg/m ³

BIBLIOGRAFIA

AHRI. 2014. GWP Alternative Refrigerant Evaluation Program. 2014. <http://ahrinet.org/Resources/Research/AHRI-Low-GWP-Alternative-Refrigerants-Evaluation-Program/Reports-by-Date.aspx>

Blasius, P.R.H. 1913. Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten. *Forschungsheft*, 31 (1), 1-41.

Calabrese N., Mastrullo R., Mauro A.W., Rovella P., Tammaro M. 2015. Performance analysis of a rooftop, air-to-air heat pump working with CO₂. *Applied Thermal Engineering*, 75, 1046-54.

Cavallini A., Steimle F. 1998. Natural Working Fluids in a Historic Perspective. *Natural Working Fluids, IIR-Gustav Lorentzen Conference, Oslo (Norway), Proceedings*, 37-42.

Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Zamboni L. 2005. Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: a comparison with the traditional solution. *International Journal of Refrigeration*, 28, 8, 1250-58.

Clodic D., PAN X., Devin E., Michineau T., Barrault S. 2014. Alternatives to high GWP HFCs in refrigeration and air-conditioning applications. <http://www.afce.asso.fr/wpcontenu/uploads/2015/05/Rapport-alternative-HFC-ENG-10-01-14.pdf>

Chisholm D. 1967. A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 10,12, 1767-78.

Commissione Europea. 2013a. Regolamento delegato (UE) n. 811/2013 della Commissione, del 18 febbraio 2013, che integra la direttiva 2010/30/UE del Parlamento europeo e del Consiglio per quanto riguarda l'etichettatura indicante il consumo d'energia degli apparecchi per il riscaldamento d'ambiente, degli apparecchi di riscaldamento misti, degli insiemi di apparecchi per il riscaldamento d'ambiente, dispositivi di controllo della temperatura e dispositivi solari e degli insiemi di apparecchi di riscaldamento misti, dispositivi di controllo della temperatura e dispositivi solari. *Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea* L 239/1 del 6.9.2013.

Commissione Europea. 2013b. Regolamento delegato (UE) n. 812/2013 della Commissione, del 18 febbraio 2013, che integra la direttiva 2010/30/UE del Parlamento europeo e del Consiglio per quanto concerne l'etichettatura energetica degli scaldacqua, dei serbatoi per l'acqua calda e degli insiemi di scaldacqua e dispositivi solari. *Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea* L 239/1 del 6.9.2013.

Commissione Europea. 2013c. Regolamento (UE) n. 813/2013 della Commissione, del 2 agosto 2013, recante modalità di applicazione della direttiva 2009/125/CE del Parlamento europeo e del Consiglio in merito alle specifiche per la progettazione ecocompatibile degli apparecchi per il riscaldamento d'ambiente e degli apparecchi di riscaldamento misti. *Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea* L 239/1 del 6.9.2013.

Commissione Europea. 2013d. Regolamento (UE) N. 814/2013 della Commissione del 2 agosto 2013 recante modalità di applicazione della direttiva 2009/125/CE del Parlamento europeo e del Consiglio in merito alle specifiche per la progettazione ecocompatibile degli scaldacqua e dei serbatoi per l'acqua calda. *Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea* L 239/1 del 6.9.2013.

Cooper M. G. 1984. Saturation nucleate pool boiling—a simple correlation. *Inst. Chem. Eng. Symp. Ser*, 86, 2, 785-93.

Dittus F.W., Boelter L.M.K. 1930. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California, Publications in Engineering*, 2, 443-61.

Gungor K.E., Winterton R.H.S. 1986. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29,3, 351-58.

Kim M.H., Pettersen J., Bullard C.W. 2004. Fundamental Process and System Design Issues in CO₂ Vapor Compression Systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 119-74.

ISO. 2014 Mechanical refrigerating systems used for cooling and heating — Parts 1-4. Standard ISO 5149. Geneva: International Standardization Organization.

Minetto S., Cecchinato L., Brignoli R., Marinetti S., Rossetti A. 2016. Water-side reversible CO₂ heat pump for residential application. *International Journal of Refrigeration*, 63, 237-50.

Müller-Steinhagen, H., Heck, K. 1986. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 20,6, 297-308.

Proposed amendment to the Montreal Protocol submitted by European Union and its Member States. Open-ended Working Group of the Parties to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, Thirty-sixth meeting, Paris, 20–24 July 2015.

Parlamento Europeo. 2006. Regolamento (CE) n. 842/2006 del Parlamento europeo e del Consiglio del 17 maggio 2006 su taluni gas fluorurati ad effetto serra. *Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea* L 161/1 del 14.6.2006.

Parlamento Europeo. 2009a. Direttiva 2009/125/CE del Parlamento europeo e del Consiglio del 21 ottobre 2009 relativa all'istituzione di un quadro per l'elaborazione di specifiche per la progettazione ecocompatibile dei prodotti connessi all'energia (rifusione), *Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea* L 285/10 del 31.10.2009.

Parlamento Europeo. 2009b. Direttiva 2009/28/CE del Parlamento europeo e del Consiglio del 23 aprile 2009 sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE. *Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea* L 140/16 del 5.6.2009.

Parlamento Europeo. 2010a. Direttiva 2010/30/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010 concernente l'indicazione del consumo di energia e di altre risorse dei prodotti connessi all'energia, mediante l'etichettatura ed informazioni uniformi relative ai prodotti (rifusione). *Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea* L 153/1 del 18.6.2010.

Parlamento Europeo. 2010b. Direttiva 2010/31/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010 sulla prestazione energetica nell'edilizia (rifusione). *Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea* L 153/13 del 18.6.2010.

Parlamento Europeo. 2012. Direttiva 2012/27/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 25 ottobre 2012 sull'efficienza energetica, che modifica le direttive 2009/125/CE e 2010/30/UE e abroga le direttive 2004/8/CE e 2006/32/CE. *Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea* L 315/1 del 14.11.2012.

Parlamento Europeo. 2014. Regolamento (UE) N. 517/2014 del Parlamento europeo e del Consiglio del 16 aprile 2014 sui gas fluorurati a effetto serra e che abroga il regolamento (CE) n. 842/2006. *Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea* L 239/1 del 6.9.2013.

Robinson D.M., Thome J.R. 2004. Local bundle boiling heat transfer coefficients on a turbo-Bil HP tube bundle (RP-1089). *HVAC&R Research*, 10(4), 441-57.

Shah M. M. 1979. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of heat and mass transfer*, 22(4), 547-56.

UNI. 2013. Impianti di refrigerazione e pompe di calore — Requisiti di sicurezza ed ambientali — Parte 4: Esercizio, manutenzione, riparazione e recupero: Norma UNI EN 378. Milano: Ente Italiano di Normazione.

UNI. 2013. Compressori per fluidi frigorigeni — Condizioni di determinazione delle caratteristiche, tolleranze e presentazione dei dati sulle prestazioni da parte del fabbricante. Norma UNI EN 12900. Milano: Ente Italiano di Normazione.

Wang C.C., Chi K.Y., Chang C.J. 2000. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 15, 2693-2700.

Withers J.G. 1980. Tube-side heat transfer and pressure drop for tubes having helical internal ridging with turbulent/transitional flow of single-phase fluid. Part 1. Single-helix ridging. *Heat Transfer Engineering*, 2, 1, 48-58.

Zeiger B. 2015. The EU HFC amendment proposal — Support for decision-making: Country-specific case studies. Öko-Recherche Institute Report Ares 2346201 — 04/06/2015. Disponibile al link: http://www.oekorecherche.de/sites/default/files/publikationen/european_union-case_study_summary2015.pdf

Tabella 1 – Principali proprietà termodinamiche e di trasporto, composizione, GWP, classe ASHRAE e intervallo di infiammabilità dei fluidi refrigeranti considerati

	P_c [kPa]	T_c [°C]	Δh_{vl} @ 0 °C [kJ/kg]	Δh_{vl} @ 50 °C [kJ/kg]	k_l @ 0 °C [mW/mK]	μ_l @ 0 °C [μPa s]	μ_l/μ_v @ 0 °C	ρ_{vs} @ 0 °C [kg/m³]	Composizione	GWP	Classe ASHRAE	Intervallo di infiammabilità
R32	5782	78,1	315	210	150	150	13,1	22,1	-	675	A2L	14%(V) – 33%(V)
R407C	4629	86,0	209	149	96,2	211	18,7	19,7	23%/25%/52% (R32/R125/R134a)	2800	A1	-
R410A	4901	71,3	221	136	103	161	13,2	30,6	50%/50% (R32/R125)	2088	A1	-
R452B	5057	79,7	265	182	121	159	13,7	20,4	67%/7%/26% (R32/R125/R1234yf)	698	A2L	ND
R454B	5041	80,9	270	189	123	159	13,8	19,3	69%/31% (R32/R1234yf)	466	A2L	ND
R290	4251	96,7	375	285	106	126	16,9	10,3	-	6	A3	1,7%(V)-9,5%(V)
R134a	4059	101	199	152	92,0	266	24,8	14,4	-	1300	A1	-
R1234yf	3382	94,7	163	122	75,3	208	20,7	17,6	-	4	A2L	6,2%(V)-12,3%(V)
R1234ze	3635	109	184	146	86,1	269	24,0	11,7	-	6	A2L	ND
R1233zd	3573	166	205	178	83,6	674	66,3	2,82	-	1	A1	ND
R450A	3820	104	ND	ND	ND	ND	ND	ND	42%/58% (R134a/R1234ze)	547	A1	-

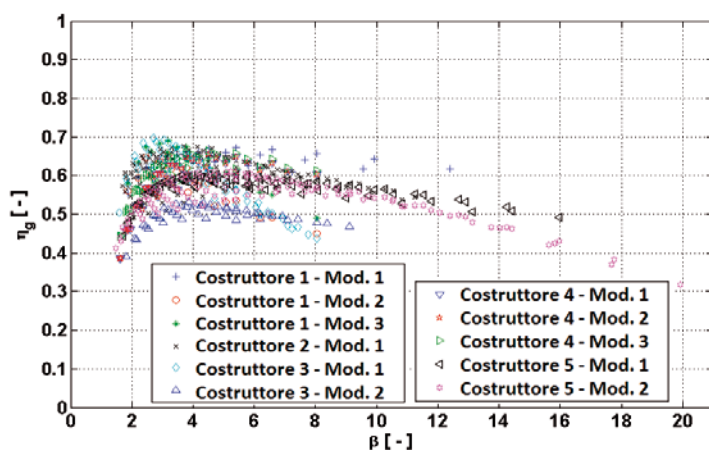


Figura 5 – Andamento del rendimento globale del compressore elaborante R134a in funzione del rapporto di compressione per vari costruttori e vari modelli presenti attualmente sul mercato.

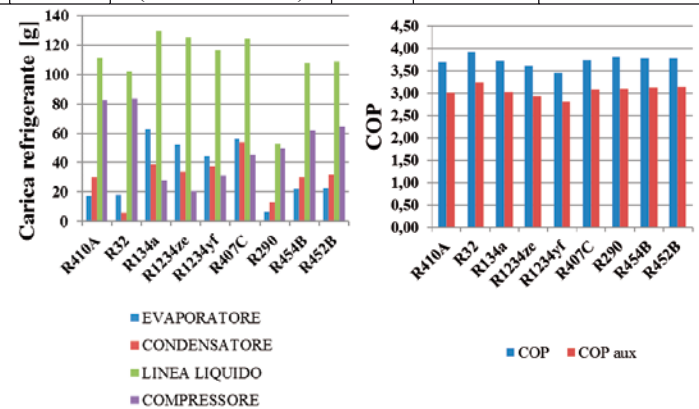


Figura 6 – Risultati per lo split-system da 5 kW adimensionalizzati rispetto a quelli del fluido R134a. (a) Distribuzione della carica di refrigerante nei componenti dell'impianto (b) Valori del COP e del COPaux (comprendente i consumi del ventilatore di entrambe le batterie). I valori, per ogni refrigerante, si riferiscono alla configurazione geometrica che minimizza la carica di refrigerante.

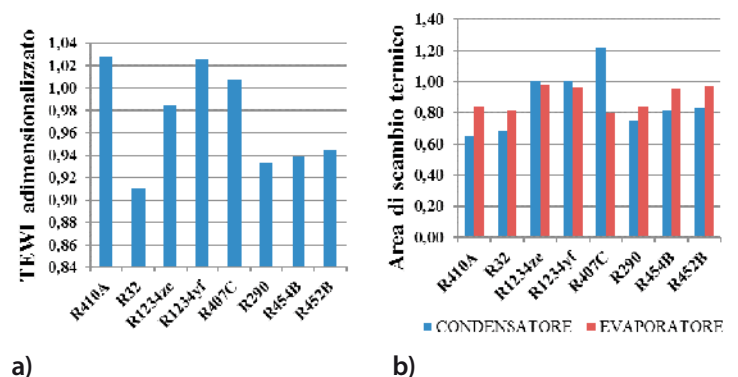
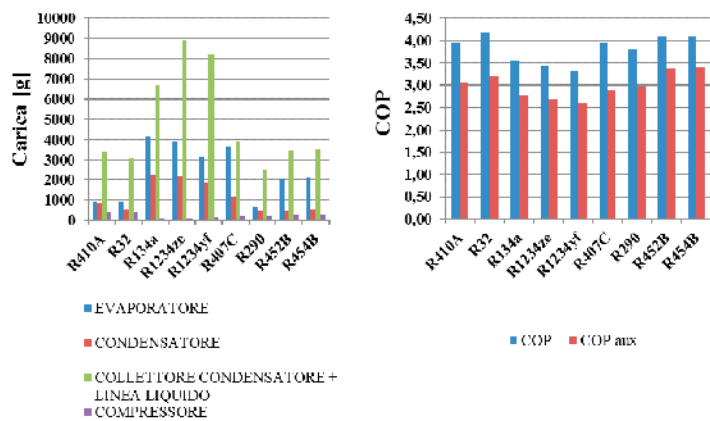
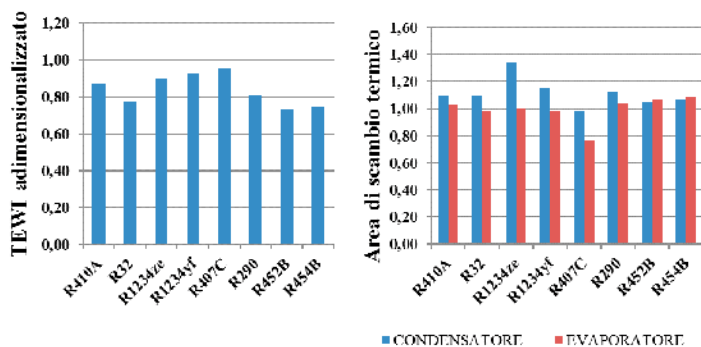


Figura 7 – Risultati per lo split-system da 5 kW adimensionalizzati rispetto a quelli del fluido R134a. (a) Valori del TEWI (b) Aree di scambio termico delle batterie interna ed esterna. I valori, per ogni refrigerante, si riferiscono alla configurazione geometrica che minimizza la carica di refrigerante.



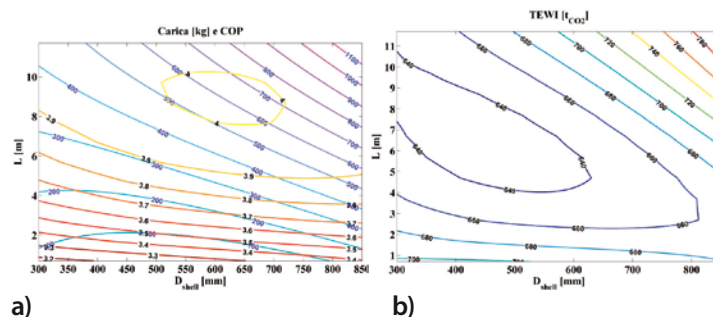
a) b)

Figura 8 – Risultati per il sistema roof-top da 75 kW adimensionalizzati rispetto a quelli del fluido R134a. (a) Distribuzione della carica di refrigerante nei componenti dell'impianto (b) Valori del COP e del COP_{aux} comprendente i consumi del ventilatore di entrambe le batterie. (I valori, per ogni refrigerante, si riferiscono alla configurazione geometrica che minimizza la carica di refrigerante).



a) b)

Figura 9 – Risultati per il sistema roof-top da 75 kW adimensionalizzati rispetto a quelli del fluido R134a. (a) Valori del TEWI (b) Aree di scambio termico delle batterie interna ed esterna. I valori, per ogni refrigerante, si riferiscono alla configurazione geometrica che minimizza la carica di refrigerante.



a) b)

Figura 10 – Risultati per il sistema refrigeratore da 1500 kW operante con R134a. Al variare del diametro del mantello e della lunghezza dell'evaporatore (a) carica di refrigerante e COP; (b) TEWI.

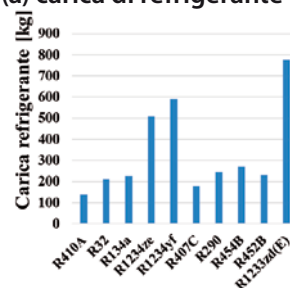


Figura 11 – Carica di refrigerante per il sistema refrigeratore da 1500 kW. I valori, per ogni fluido refrigerante, si riferiscono alla configurazione geometrica che minimizza il TEWI.

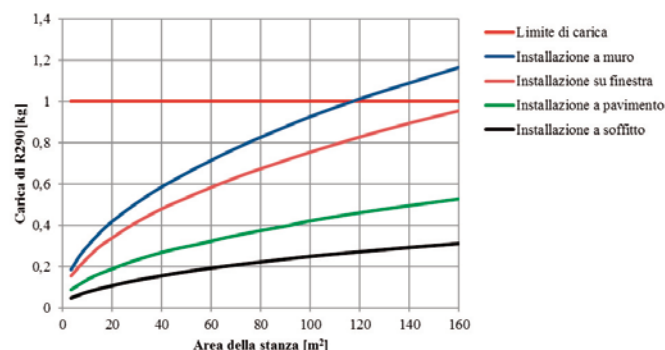


Figura 12 – Valori della carica di refrigerante massima ammissibile in accordo con le normative, per un dispositivo a pompa di calore elettrica a propano per il comfort umano, in relazione alla tipologia di installazione.

APPENDICE

Tabella A.1 – Dati di ottimizzazione degli split system da 5 kW

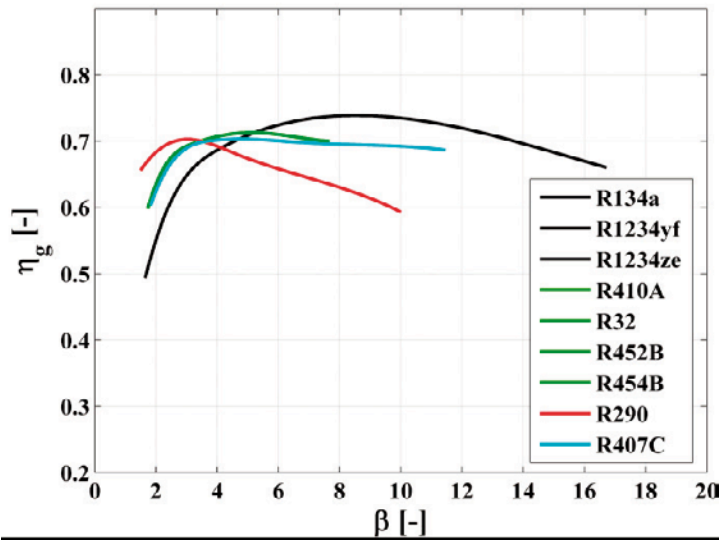
CONDIZIONI AL CONTORNO	
T _{aria,in,CO} / T _{aria,out,CO} [°C]	20 / 35
T _{aria,in,EV} / T _{aria,out,EV} [°C]	-5 / -9
COMPRESSORE	
Potenza resa al condensatore [kW]	5
Rendimento di compressione	f(P _{co} /P _{ev} , fluido) – Vedi Figura A,1
Rendimento meccanico ed elettrico	88% e 95%, rispettivamente
CONDENSATORE – vincoli termodinamici, geometrici	
ΔT _{min,co} e sottoraffreddamento [°C]	7 e 0, rispettivamente
Diametro esterno dei tubi D _t [mm]	3,18; 4,75; 6,35; 7,92; 9,52; 12,70
Spessore dei tubi s _t [mm]	0,80
Passo dei tubi P _t [mm]	17; 35
Passo delle alette P _{al} [mm]	1,0; 2,0; 2,5
Passo dei ranghi P _r [mm]	17; 35
Spessore delle alette s _{al} [mm]	0,115; 0,300
Numero dei ranghi N _r	2; 3; 4; 5; 6
Numero dei tubi per rango N _{t,r}	6; 8; 10
Numero di circuiti del refrigerante N _{cir}	Tutti i divisori interi a resto nullo del numero di tubi per rango
Materiale dei tubi / delle alette	Rame e Alluminio
Lunghezza max, L _{max} [m]	1,0
Altezza max, H _{max} [m]	0,20
Profondità max, P _{max} [m]	0,20
Massima perdita di carico del refrigerante, ΔT _{max} [°C]	1,5
Massima perdita di carico lato aria, ΔP _{max} [Pa]	50
EVAPORATORE – vincoli termodinamici, geometrici	
ΔT _{min,ev} e surriscaldamento [°C]	5 e 0, rispettivamente
Diametro esterno dei tubi D _t [mm]	3,18; 4,75; 6,35; 7,92; 9,52; 12,70
Spessore dei tubi s _t [mm]	0,80
Passo dei tubi P _t [mm]	17; 35
Passo delle alette P _{al} [mm]	2,5; 3,0; 4,0
Passo dei ranghi P _r [mm]	17; 35
Spessore delle alette s _{al} [mm]	0,115; 0,300
Numero dei ranghi N _r	2; 3
Numero dei tubi per rango N _{t,r}	6; 8; 10; 14; 18; 20; 24
Numero di circuiti del refrigerante N _{cir}	Tutti i divisori interi a resto nullo del numero di tubi per rango
Materiale dei tubi / delle alette	Rame e Alluminio
Rapporto lunghezza/altezza, L/H	1 ≤ L/H ≤ 1,5
Altezza massima, H _{max} [m]	0,65
Massima perdita di carico lato refrigerante, ΔT _{max} [°C]	0,8
Massima perdita di carico lato aria, ΔP _{max} [Pa]	150
ALTRI DATI	
Rendimento del ventilatore	65%
% perdita di refrigerante annua, ore di funzionamento annue e fattore di emissione	14%, 1400, 0,42 kgCO ₂ /kWh _e

Tabella A.2 – Dati di ottimizzazione del roof-top da 75 kW
(solo se differenti dal caso split system)

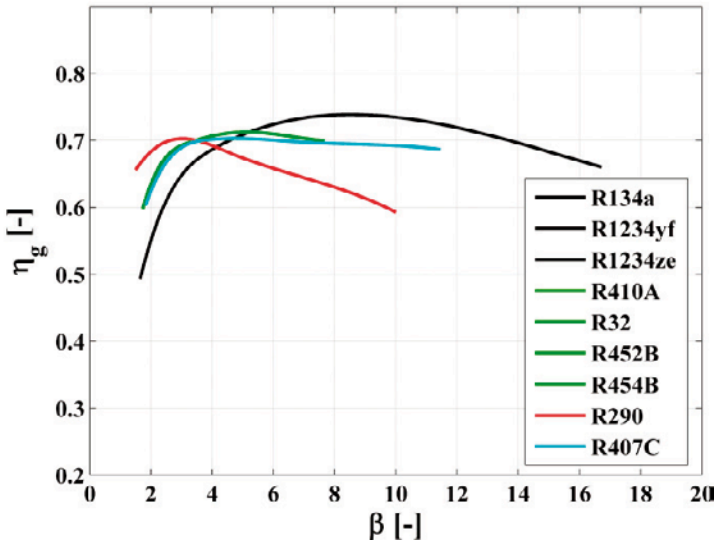
COMPRESSORE	
Potenza resa al condensatore [kW]	75
CONDENSATORE – vincoli termodinamici, geometrici	
Numero di ranghi N _r	2; 4; 6; 8; 10
Numero di tubi per rango N _{t,r}	28; 32; 36; 40; 44; 50; 56
Altezza massima H _{max} [m]	1,0
EVAPORATORE – vincoli termodinamici, geometrici	
Numero di ranghi N _r	2; 4; 6; 8; 10
Numero di tubi per rango N _{t,r}	28; 32; 36; 40; 44; 50; 56
Rapporto lunghezza/altezza, L/H	1 ≤ L/H ≤ 2,5
Massima perdita di carico lato aria, ΔP _{max} [Pa]	250

Tabella A.3 – Dati di ottimizzazione del refrigeratore da 1500 kW

CONDIZIONI AL CONTO	
$T_{aria,in,CO} / T_{aria,out,CO} [^{\circ}C]$	35 / 45
$T_{acqua,in,EV} / T_{acqua,out,EV} [^{\circ}C]$	12 / 7
COMPRESSORE	
Potenza resa all'evaporatore [kW]	1500
Rendimento di compressione	90%
Rendimento meccanico ed elettrico	88% e 95%, rispettivamente
CONDENSATORE – vincoli termodinamici, geometrici	
$\Delta T_{min,co}$ e sottoraffreddamento [$^{\circ}C$]	7 e 0, rispettivamente
EVAPORATORE – vincoli termodinamici, geometrici	
$\Delta T_{min,ev} [^{\circ}C]$	0,1 ÷ 7,5
Surriscaldamento [$^{\circ}C$]	0
Tipologia dei tubi	GEWA B6
Diametro esterno dei tubi D_t [mm]	19
Spessore dei tubi s_t [mm]	0,63
Passo dei tubi P_t [mm]	1,23* D_t
Diametro shell D_{shell} [mm]	da 300 a 800
Materiale dei tubi	Rame
ALTRI DATI	
% di perdita del refrigerante annua, ore di funzionamento annue e fattore di emissione	2%, 500, 0,42 kgCO ₂ /kWh _e
Anni di funzionamento	7
Costo dell'energia elettrica [€/kWh _e]	0,174



a)



b)

Figura A.1 – Valori delle migliori prestazioni in termini di rendimento globale attualmente disponibili sul mercato, secondo le prestazioni fornite dai costruttori di compressori. A sinistra i dati relativi a compressori di taglia inferiore a 7,5 kW; a destra quelli relativi a compressori di taglia inferiore a 75 kW per una temperatura di condensazione pari a 47 °C e una temperatura di evaporazione di -4 °C, con valori del surriscaldamento e sottoraffreddamento secondo la norma UNI EN 12900.

Tabella A.4 – Correlazioni per il calcolo dei coefficienti di scambio termico convettivo e dei fattori di attrito (lato aria/acqua e refrigerante)

CASO	FLUIDO	FASE	GEOMETRIA	CORRELAZIONE	
				h _c	dP/dz
Split system e Rooftop	Refrigerante	Singola	Interno tubi	Dittus – Boelter (1930)	Blasius (1943)
		Condensazione		Shah (1979)	Müller, Steinhagen – Heck (1986)
		Evaporazione		Gungor – Winterton (1986)	
	Aria	Singola	Esterno (batteria alettata)	Wang et al. (1999)	
Refrigeratore	Refrigerante	Evaporazione	Esterno tubi	Cooper (1984), Robinson-Thome (2004), Chisholm (1967)	-
	Acqua	Singola	Interno tubi	Withers (1980a)	

Tabella A.5 – Configurazioni di ottimo per ciascun fluido considerato per il caso split system

Split system	Area evaporatore [m²]	N° di tubi per rango evaporatore	N° di ranghi evaporatore	Diametro tubi evaporatore [mm]	Volume evaporatore [dm³]	Area condensatore [m²]	N° di tubi per rango condensatore	N° di ranghi condensatore	Diametro tubi condensatore [mm]	Volume condensatore [dm³]	Displacement [m³/h]	Carica Refrigerante [g]	COP _{aux}	TEWI [kgCO ₂]
R32	20	18	2	4,75	0,187	9	10	2	3,18	0,031	4,05	24	3,25	926
R407C	20	14	2	6,35	0,351	16	10	3	4,75	0,232	7,35	110	3,08	1024
R410A	21	14	3	4,75	0,161	9	8	2	4,75	0,122	4,55	48	3,02	1046
R452B	24	18	2	4,75	0,187	11	10	2	4,75	0,155	5,25	54	3,13	960
R454B	24	18	2	4,75	0,183	11	10	2	4,75	0,152	5,40	52	3,13	954
R290	21	14	3	4,75	0,161	10	10	2	4,75	0,140	7,88	20	3,10	949
R134a	25	14	3	6,35	0,440	13	10	3	4,75	0,187	11,48	101	3,03	1017
R1234yf	24	14	3	6,35	0,422	13	10	3	4,75	0,187	12,09	82	2,82	1043
R1234ze	24	14	3	6,35	0,431	13	10	3	4,75	0,187	15,87	86	2,94	1001

Tabella A.6 – Configurazioni di ottimo per ciascun fluido considerato per il caso roof-top da 75 kW

Roof-top	Area evaporatore [m²]	N° di tubi per rango evaporatore	N° di ranghi evaporatore	Diametro tubi evaporatore [mm]	Volume evaporatore [dm³]	Area condensatore [m²]	N° di tubi per rango condensatore	N° di ranghi condensatore	Diametro tubi condensatore [mm]	Volume condensatore [dm³]	Displacement [m³/h]	Carica Refrigerante [g]	COP _{aux}	TEWI [kgCO ₂]
R32	255	36	4	7,92	8,46	174	28	6	6,35	2,68	62	1435	3,20	14235
R407C	199	36	4	12,7	21,42	156	50	6	6,35	5,18	114	4855	2,89	17495
R410A	266	44	4	7,92	8,83	175	28	6	6,35	3,17	70	1772	3,08	15433
R452B	276	50	2	9,52	14,56	167	28	6	6,35	2,58	83	2583	3,38	13475
R454B	282	50	2	9,52	14,85	170	28	6	6,35	2,63	81	2647	3,39	13657
R290	269	40	4	9,52	14,20	179	28	6	7,92	5,04	119	1188	2,97	14850
R134a	258	32	4	12,7	27,73	159	56	6	7,92	10,08	169	6479	2,77	18856
R1234yf	253	36	4	12,7	27,16	184	28	6	9,52	8,57	178	5033	2,60	16966
R1234ze	260	40	4	12,7	27,88	213	28	10	9,52	11,03	234	6089	2,69	16402

Tabella A.7 – Configurazioni di ottimo per ciascun fluido considerato per il caso refrigeratore da 1500 kW

Refrigeratore	Volume refrigerante [m³]	Diametro shell [mm]	Lunghezza evaporatore [m]	ΔT _{min} evaporatore [°C]	COP	Carica [kg]	Displacement [m³/h]	Pco/ Pev	TEWI DIRETTO [kg CO ₂]	TEWI INDIRETTO [kg CO ₂]
R32	233	440	6,0	0,7	3,87	210	918	3,18	27425	569834
R407C	178	470	4,0	1,5	3,45	180	1444	3,60	64684	639017
R410A	144	440	3,7	1,7	3,53	140	1088	3,25	64708	625287
R452B	248	440	6,4	0,7	3,82	231	1040	3,27	30360	576599
R454B	297	440	7,7	0,5	3,83	271	1044	3,30	22921	575701
R290	895	670	10,0	0,1	3,88	246	1768	3,01	137	568204
R134a	193	470	4,4	1,5	3,81	226	2420	3,80	55675	579158
R1234yf	809	650	9,6	0,28	3,55	591	2614	3,47	376	621141
R1234ze	648	670	7,2	0,5	3,78	509	3192	3,84	330	583446
R1233zd	789	770	6,7	0,9	4,09	776	10425	5,01	120	539101

Una panoramica sul Convegno di Bologna, aspettando Matera 2017

Lo scorso 20 ottobre, AiCARR, in occasione del 34° Convegno nazionale di Bologna, ha proposto una riflessione sulle tematiche più attuali in riferimento al settore energetico ed impiantistico degli edifici.

Il tema proposto, "Soluzioni impiantistiche per edifici a basso consumo di energia: indirizzi normativi, tecnologie e strategie di gestione", è stato declinato da un punto di vista pratico: i partecipanti hanno avuto modo di ascoltare una serie di relazioni su interessanti casi studio nei quali è stata offerta una panoramica relativa all'ottimizzazione delle prestazioni degli impianti, alle strategie di gestione e di monitoraggio dei sistemi impiantistici, all'uso delle rinnovabili e degli strumenti di simulazione.

Ancora una volta le relazioni a invito hanno offerto le chiavi di lettura: de Santoli e Piterà hanno proposto una riflessione sulle scelte politiche e tecniche per una programmazione nazionale nell'ottica temporale del medio-lungo termine (2020 – 2050).

Marinosci ha invece proposto una dettagliata panoramica sugli edifici a energia quasi zero in Emilia Romagna; infine Benedetti ha posto l'accento su come sia possibile proporre un processo di progettazione efficiente attraverso attente pratiche di Energy Management e Commissioning.

La Tavola rotonda, proposta a fine mattinata,



ha infine consentito di affrontare lo scottante e sempre vivo tema degli incentivi (Nuovo conto termico e nuovi titoli di efficienza energetica) sotto le diverse angolazioni proposte da Assoclimate, Federconsumatori, GSE, Autorità per l'Energia e Federesco.

Un'interessante parentesi è stata offerta dall'assegnazione dei Premi AiCARR Tesi di Laurea, in cui si è potuto apprezzare, pur nella brevità del tempo concesso, l'elevato livello degli elaborati proposti.

Guardando a Matera 2017

L'appuntamento di Bologna ci ha consentito di cominciare a mettere a fuoco gli obiettivi del prossimo Congresso Internazionale di Matera (il 50°!): il focus non sarà solo sull'efficientamento energetico al 2020, secondo quanto proposto dalla Comunità Europea, ma si cercherà di offrire una riflessione "Oltre gli edifici NZEB".

Ricordo che il 50° Congresso Nazionale sarà immediatamente seguito dal 9° Convegno Climamed "Historical Buildings retrofit in the Mediterranean Area". Il convegno, in lingua inglese, pone l'accento su una peculiarità dei Paesi dell'area del mediterraneo: un patrimonio edilizio storico assai pregevole ma da efficientare in termini non solo energetici. Penso che il confronto con esperienze di altri paesi sia una sfida da raccogliere.

Appuntamento dunque al 10 e 11 Maggio 2017 con il 50° Congresso Internazionale e al 12 e 13 maggio con Climamed nella futura capitale europea della cultura.



Matera 2017: patrocini internazionali e presenze di rilievo

Si delinea il programma dei due importanti eventi che AiCARR organizza dal 10 al 13 maggio del prossimo anno a Matera: il 50° Convegno internazionale AiCARR, dal titolo "Oltre gli edifici NZEB", e Climamed 2017, dedicato al tema "Retrofit di edifici storici nell'area del mediterraneo".

I due Convegni nascono sotto l'egida delle principali organizzazioni internazionali di settore: **ASHRAE, REHVA e IIR** hanno infatti offerto il loro patrocinio agli eventi e Climamed gode anche del patrocinio del Comitato italiano di **ICOMOS**, International Council on Monuments and Sites.

Accanto a queste prestigiose conferme dell'interesse suscitato in Italia e all'estero da Matera 2017, i Convegni possono contare sulla partecipazione di alcuni dei più importanti esperti di settore e di rappresentanti delle Istituzioni.

Il **50° Convegno internazionale AiCARR**, in occasione della cerimonia di apertura, vedrà la presenza del Sindaco di Matera Raffaello De Ruggieri e del Presidente della Fondazione Matera 2019, nonché Rettore dell'Università della Basilicata, Aurelia Sole, che interverranno accanto al Presidente Eletto Francesca R. d'Ambrosio. L'introduzione al Convegno sarà a cura di Livio de Santoli e del Presidente ASHRAE Tim Wentz, mentre le relazioni a invito saranno affidate a Franco Bassanini, Presidente Fondazione ASTRID, che parlerà di "Investimenti a lungo termine per la transizione verso l'efficienza energetica", e a Carmine Marinucci, in rappresentanza di ENEA, che illustrerà "La strategia italiana in tema di edifici NZEB".

Altrettanto importanti saranno le presenze a **Climamed 2017**, dove sono attesi il



Sindaco di Matera e un rappresentante del MiBACT per i saluti iniziali e i seguenti esperti per le relazioni a invito: Giovanni Maria Flick, Presidente Emerito della Corte Costituzionale, con la relazione "Juridical Protection of Cultural Heritage", Giovanni Carbonara, della Scuola di Specializzazione in Beni Architettonici e del Paesaggio de La Sapienza Università di Roma, che presenterà la memoria "Historical buildings and HVAC systems: a challenge for the Mediterranean countries" e Amerigo Restucci, del Comitato Italiano ICOMOS già Rettore Università IUAV di Venezia, con la relazione "Architectural refurbishment in Matera".

Ricordiamo infine che i due Convegni offrono ai relatori un'opportunità di grande interesse professionale: gli articoli accettati per i Convegni saranno sottoposti a peer-review per la pubblicazione su Energy Procedia, la piattaforma online dell'editore scientifico Elsevier.

• **50° Convegno Internazionale AiCARR - Oltre gli edifici NZEB. Diagnosi, riqualificazione, sistemi impiantistici, sistemi di controllo e regolazione, valutazioni economiche - 10 e 11 maggio 2017**

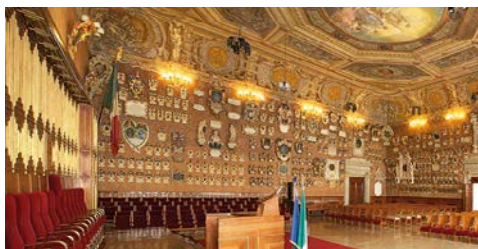
• **Climamed 2017 - Retrofit di edifici storici nell'area del mediterraneo - 12 e 13 maggio 2017**

Energia 2.0: Call for Papers per il Convegno di Padova

"Energia 2.0: dalle reti agli edifici" è il titolo del 34° Convegno AiCARR di Padova, che si terrà il 22 giugno 2017 presso Palazzo del Bo, Università di Padova.

Per il Convegno del 2017 il Comitato Tecnico Scientifico ha individuato una tematica di particolare interesse nell'ambito degli edifici e dei relativi servizi, ponendo in primo piano la necessità di pensare agli edifici non più come entità separate, ma come componenti di un sistema più ampio, come il distretto o il quartiere - o, per definirlo con il termine anglosassone, "neighborhood" - che impone nuovi canoni e regole, ma offre anche grandi potenzialità.

Gli argomenti che daranno vita all'evento sono molteplici. Innanzitutto, si parlerà della riqualificazione di quartieri e città, secondo i nuovi criteri della sostenibilità degli edifici e più in generale dei quartieri. Inoltre verranno analizzati le opportunità e i limiti nel settore della gestione dell'energia, con un focus particolare sulle Esco e sugli esperti EGE. Nell'ottica di un sistema più ampio di aggregazione di edifici, si affronterà il tema delle reti di teleriscaldamento,



teleraffrescamento, e dei sistemi multi-energia che utilizzano differenti sorgenti secondo i nuovi modelli di efficientamento delle città con progressivo aumento di penetrazione delle energie rinnovabili.

Questi aspetti verranno sviluppati nelle relazioni a invito da esperti del settore, che illustreranno lo stato di fatto, alcune rilevanti applicazioni e i recenti sviluppi nel settore della ricerca, e in un ampio programma di relazioni libere.

A questo proposito, AiCARR invita tutti coloro che desiderano partecipare in qualità di relatori, a presentare studi, esperienze, realizzazioni relativi ai temi del Convegno, inviando l'abstract della propria relazione entro il 12 dicembre prossimo.

STED: a breve il workshop di approfondimento

A conclusione della terza edizione del corso Simulazione Termoeconomica Dinamica degli Edifici è emersa con chiarezza la necessità di andare oltre un percorso formativo di base, in quanto i professionisti che nella quotidianità fanno uso di software di modellazione avvertono spesso l'esigenza di confrontarsi per approfondire input di casi particolari del sistema edificio-impianto.

Le nuove giornate che AiCARR Formazione organizza in collaborazione con IBPSA sono pensate per coloro che hanno già frequentato il corso introduttivo ma anche per chi, indipendentemente dalla partecipazione al corso, utilizza con una certa esperienza sia Energy Plus che TRNSYS.

Obiettivo di questo approfondimento è entrare nel vivo delle più frequenti problematiche affrontate occupandosi quotidianamente di modellazione. Per questo motivo, le giornate di corso sono organizzate in forma di workshop: i docenti presenti in aula alterneranno momenti di lezione teorica all'analisi della modellazione di casi complessi. I partecipanti avranno così l'occasione di confrontarsi con docenti di comprovata esperienza nell'uso dei software proposti.

Il Programma

EnergyPlus - 30 gennaio, ore 9.30/13.00-14.00/17.30

Focus sull'uso del software per la modellazione dei componenti di involucro; Focus sulla modellazione delle principali configurazioni d'impianto nel settore residenziale e di alcuni impianti di integrazione con fonti energetiche rinnovabili; Valutazione critica dei risultati della simulazione, generazione dei report e degli output diagnostici.

TRNSYS - 2 febbraio, 9.30/13.00-14.00/17.30

Focus sulla modellazione geometrica dell'edificio; Focus sulla modellazione di superfici finestrate e schermature; Simulazione integrata edificio-impianto.



Psicrometria e comfort: le prime giornate dei Fondamenti 2017

Al via il 6 febbraio con i corsi di Psicrometria, Qualità dell'aria interna e Comfort termoisgrometrico il Percorso Fondamenti 2017. Posto che l'aria è uno dei fluidi vettori del calore più utilizzati negli impianti di climatizzazione, si comprende come la solida conoscenza delle grandezze che la caratterizzano e dei trattamenti ai quali deve essere sottoposta sia indispensabile per i professionisti della climatizzazione. D'altro lato, il comfort e la salubrità degli ambienti interni sono aspetti di primaria importanza nell'ambito della progettazione, collaudo e manutenzione degli impianti. Le tre giornate di corso dedicate a Psicrometria e comfort rappresentano dunque una buona base di partenza per coloro che intendono operare nell'ambito della climatizzazione ambientale, sia come progettisti sia come collaudatori, consentendo ai

partecipanti di acquisire una buona padronanza sulla termodinamica e sulle trasformazioni dell'aria umida e sulla salubrità degli ambienti interni.

Docenti: Cesare Maria Joppolo, Politecnico di Milano - Dipartimento di Energia AIR LAB (PS1, PS2, PS3); Christian Rossi, Sagicofim (PS3); Dario Zucchelli, Clean Tech (PS3)
Per ciascun modulo verranno richiesti 7 CFP per gli ingegneri e 7+3 CFP per i periti.

Il Calendario

6 Febbraio - Psicrometria: fondamentali e trasformazioni psicrometriche (PS1F)

7 Febbraio - Il comfort termoigrometrico (PS2F)

8 febbraio - La qualità dell'aria interna (PS3F)

Il calcolo dei carichi termici estivi e invernali

Il Percorso Fondamenti prosegue dal 15 al 17 febbraio con i tre moduli dedicati agli aspetti pratico-applicativi del calcolo dei carichi termici dell'edificio in regime invernale ed estivo e, prima ancora, alle caratteristiche termofisiche dell'involucro edilizio: elementi fondamentali per le valutazioni dalle quali dipendono le prestazioni energetiche dell'edificio e che possono aiutare nelle scelte costruttive di base.

La stima dei carichi termici dell'edificio in regime invernale ed estivo costituisce infatti il punto di partenza per il corretto dimensionamento dell'impianto di climatizzazione e per le successive valutazioni relative all'efficienza del sistema edificio-impianto.

I calcoli vengono oggi effettuati con l'ausilio di strumenti informatici sempre più sofisticati, ma resta comunque indispensabile possedere le conoscenze che consentano di interpretare correttamente i risultati derivanti dall'elaborazione dei software.

Le tre giornate pongono l'accento sugli aspetti pratico-applicativi dell'argomento, in modo da fornire strumenti concretamente spendibili nell'attività professionale.

Docenti: Ing. Luca Alberto Piterà - Segretario Tecnico AiCARR (CA1F, CA2F, CA3F), Per. Ind. Dario Ghisleni, Watts Industries SpA (CA2F, CA3F)

Per ogni modulo verranno richiesti 7 CFP per gli ingegneri e 7+3 CFP per i periti.

Il Calendario

15 febbraio - Caratteristiche termofisiche dell'involucro edilizio (CA1F)

16 febbraio - Calcolo dei carichi termici invernali (CA3F)

17 febbraio - Calcolo dei carichi termici estivi (CA2F)



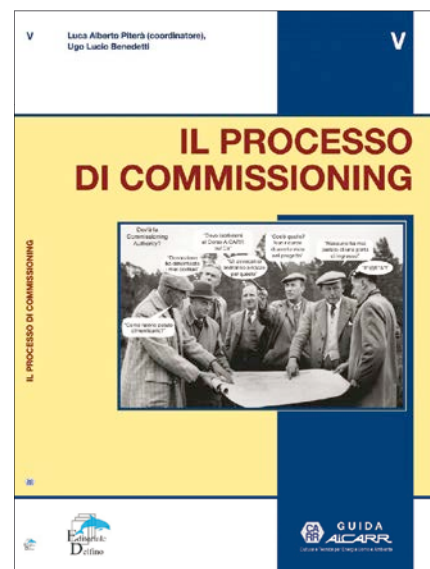
Pubblicata la Guida V: AiCARR si conferma il punto di riferimento per il Commissioning in Italia

Il Commissioning, che nella definizione più comune viene identificato come "un insieme di procedure, responsabilità e metodi per far progredire un sistema dalla fase di installazione al pieno funzionamento in conformità con l'intento progettuale", è un processo di origine anglosassone che sta conoscendo un successo crescente anche in Italia.

Sempre attenta a cogliere le più attuali tendenze in ambito tecnico, normativo e nel mondo professionale, AiCARR ha assunto il ruolo di associazione di riferimento per il settore del Commissioning nel nostro Paese, grazie anche ai proficui rapporti con realtà internazionali del calibro di ASHRAE, CIBSE e REHVA.

Da questa stretta collaborazione è nato, lo scorso luglio, il workshop "Il processo del Commissioning: un dibattito internazionale", che ha rappresentato la prima importante panoramica italiana a 360° sul mondo del Commissioning, esplorato da differenti punti di vista: le realtà italiana, inglese, americana e, più in generale, europea sono state illustrate con il contributo di alcuni dei migliori esperti internazionali in materia.

L'attività divulgativa e di studio sul Commissioning a cura dell'Associazione si concretizza, oltre che nella prossima apertura del Comitato Tecnico 9 creato ad hoc sul tema, anche nel corso di AiCARR Formazione, di cui sono già state organizzate tre edizioni affidate a docenti certificati come Commissioning Authority: le ore di teoria affiancate all'analisi di casi studio



concreti si concludono, per chi dispone dell'esperienza professionale richiesta, con l'esame di certificazione per Commissioning Authority, organizzato in esclusiva in Italia da AiCARR Formazione con Bureau Veritas.

Ma la più recente proposta di AiCARR in questo settore è la pubblicazione della **Guida V "Il processo di Commissioning"** di Luca A. Piterà, Segretario tecnico AiCARR, e Ugo L. Benedetti, certificato Commissioning Authority e docente dei corsi di AiCARR Formazione. Il volume descrive il processo di Commissioning in riferimento alla progettazione dei nuovi edifici e alla ristrutturazione e riqualificazione di quelli esistenti, definisce i ruoli e le responsabilità delle singole figure professionali che di questo processo devono essere parte attiva e fornisce le indicazioni minime sulle attività e sui documenti relativi; in quest'ottica rappresenta uno strumento molto utile sia per chi, già esperto sul tema, voglia disporre di una sintesi completa di tutto ciò che al processo di Commissioning è collegato sia per chi intende avvicinarsi a questo settore in grande sviluppo.

I vincitori del Premio Tesi di Laurea 2016

L'edizione 2016 del Premio Tesi di Laurea - che assegna quattro borse di studio del valore di 2500 euro a neolaureati con tesi di particolare interesse sul tema della sostenibilità e dell'efficienza energetica - si è conclusa con la proclamazione dei vincitori, premiati ufficialmente nel corso del Convegno di Bologna. Quest'anno, dato l'ex aequo decretato fra due tesi, i premiati sono stati cinque.

Questi i nomi:

• Tecla Carrubba

"Experimental characterisation and modelling of capillary active materials in internal insulating system"
Politecnico di Milano - Facoltà di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Relatore: Prof. Luigi Pietro Maria Colombo

• Federico Dell'Anna

"Evaluating co-benefits of nZED projects: methodological approach and experimentation in the city of Turin"

Politecnico di Torino - Facoltà Architettura Costruzione e Città

Relatori: Prof. Stefano Paolo Corgnati; Prof.ssa Marta Carla Bottero; Prof.ssa Cristina Becchio

• Antonella Emili

"Assessing the Thermal Performance of Glazed Curtain Wall Systems"

Politecnico di Torino - Facoltà di Ingegneria Edile

Relatore: Prof. Marco Perino

• Eleonora Leonardi

"Micro-Heat Pump for a Renovated Multi Family House - Simulation Based Analysis of the Performance and Thermal Comfort"

Università degli Studi di Trento - Facoltà Ingegneria Civile

Relatore: Prof. Paolo Baggio

• Ilaria Vigna

"Phase change material polycarbonate modulating solar heat gain and daylight"

Politecnico di Torino - Facoltà Architettura Costruzione e Città

Relatore: Prof. Valentina Serra

I corsi LEED®: la novità 2017 di AiCARR Formazione

Tutti i professionisti che si occupano della progettazione del sistema edificio impianto hanno necessità di conoscere in modo approfondito il protocollo di certificazione per edifici LEED®, Leadership in Energy & Environmental Design, sempre più diffuso anche in Italia. AiCARR Formazione, da sempre attenta alla diffusione dei principi di sostenibilità applicata, ha deciso di realizzare un percorso per chi desidera avvicinarsi al mondo LEED®, per chi ha intenzione di diventare LEED® Green Associate e LEED® Accredited Professional o per chi intende approfondire la nuova versione LEED®v4 e mantenere le credenziali già acquisite. Ce ne ha parlato Mariapia Colella, Direttore generale di AiCARR Formazione.

Quali opportunità professionali può offrire la certificazione LEED®?

“Anche se ben noto agli addetti ai lavori, vale la pena ricordare che il protocollo LEED®, Leadership in Energy & Environmental Design, è un sistema di certificazione a punteggio, di natura volontaria, del livello di sostenibilità di un edificio, creato da U.S. Green Building Council e ormai riconosciuto a livello mondiale. La certificazione degli immobili secondo il protocollo LEED® è senza dubbio uno degli strumenti utili per il raggiungimento degli obiettivi di miglioramento dell'efficienza energetica dell'edificio previsti dalle varie Direttive Europee sul tema e recepite in Italia con una serie di Decreti Legislativi. La certificazione LEED® valuta differenti aspetti, fra i quali giocano un ruolo di primo piano l'efficienza energetica e le emissioni in atmosfera. Anche se il protocollo è nato negli USA, negli ultimi anni si registra nel nostro Paese una crescente domanda di edifici ad alte prestazioni energetiche e ambientali, dalla quale consegue la necessità di formare nuove professionalità caratterizzate da competenze specifiche nel settore della sostenibilità. A seguito delle numerose richieste provenienti in quest'ottica dal settore della progettazione, e non solo termotecnica, AiCARR Formazione ha avviato una collaborazione con Macro Design Studio - Società di Rovereto (TN) che fornisce servizi di consulenza in materia di sostenibilità, coordina attività di progettazione integrata e organizza corsi accreditati da GBCI (Green Business Certification Inc.) secondo i principi del protocollo LEED®. Dalla collaborazione nasce un percorso formativo che consente ai partecipanti di approfondire gli argomenti connessi alla sostenibilità ambientale, di entrare nel merito dei criteri posti alla base del sistema LEED® e anche di poter affrontare gli esami di accreditamento professionale previsti dal GBCI, oppure di ottenere crediti di Continuing Education (CE) utili per il mantenimento delle credenziali già acquisite”.

Perché questa collaborazione?

“Tradizionalmente, AiCARR Formazione si rivolge a una platea di progettisti termotecnici - ingegneri e periti industriali - mentre Macro Design Studio è maggiormente orientata ai progettisti ed imprese di costruzioni. La sinergia fra le due esperienze ci permette di offrire corsi che bene si adattano alle diverse esigenze di queste differenti tipologie di professionisti, consentendoci anche di offrire ai partecipanti Crediti Formativi Professionali dedicati. Per questo percorso verranno infatti richiesti i Crediti per ingegneri, periti e architetti. Inoltre i docenti di Macro Design Studio sono professionisti accreditati LEED® AP e LEED® Faculty, credenziale rilasciata direttamente da USGBC a professionisti altamente esperti e informati sui temi LEED®”.

Come si compone il Percorso di AiCARR Formazione?

“Il Percorso è costituito da cinque giornate di formazione,



Mariapia Colella,
Direttore generale
AiCARR Formazione

frequentabili anche in maniera indipendente l'una dall'altra in base alle conoscenze di base del partecipante. Si parte in febbraio con il corso di Preparazione all'esame LEED® Green Associate, che affronta le basi concettuali del green building, l'iter per sostenere l'esame, con spiegazioni sui relativi costi e procedure, oltre a prevedere un'interessante simulazione d'esame. A maggio sarà la volta della giornata dedicata alla Preparazione dell'esame LEED® AP (BD+C) che ha l'obiettivo di offrire le conoscenze di base e gli strumenti utili a sostenere l'esame di accreditamento professionale LEED® AP Building Design + Construction: verranno affrontati i contenuti utili alla gestione del progetto LEED®, anche in questo caso verrà offerto ampio spazio alla simulazione d'esame. Il 21 giugno e il 27 settembre sono in agenda i due corsi di approfondimento del Protocollo di sostenibilità LEED®v4, la più recente implementazione del Sistema LEED®. Il corso del 21 giugno è dedicato in particolare al LEED®v4 Building Design+Construction e affronta gli aspetti di gestione del processo di certificazione, dalla registrazione del progetto sul portale di GBCI - LEED® Online, alla gestione del gruppo di lavoro, ai diversi ruoli e responsabilità che vengono assegnati ai singoli professionisti in relazione a prerequisiti e crediti. La giornata del 27 settembre è invece focalizzata sul LEED®v4 Existing Building: Operation and Maintenance e consente di comprendere appieno gli obiettivi, le potenzialità, il processo di certificazione e i vari prerequisiti e crediti relativi al sistema di certificazione LEED®v4 per edifici esistenti, particolarmente importante considerato il fatto che le Direttive Europee promuovono l'implementazione di misure di efficienza energetica e sostenibilità sul patrimonio immobiliare già costruito. Il percorso si conclude il 14 novembre 2017 con il corso su I piani di gestione del cantiere sostenibile secondo il protocollo LEED®, ideato per fornire le conoscenze tecniche e gli strumenti che permettono di gestire le pratiche del cantiere sostenibile in conformità ai requisiti richiesti dalla certificazione LEED®v4.

Comune denominatore di tutti i corsi è l'attenzione all'aspetto pratico e applicativo, come testimonia l'ampio spazio offerto alle simulazioni d'esame e alle esercitazioni”.

Il Calendario

- 21 febbraio 2017 - Preparazione esame LEED® Green Associate (L01) -
- 23 maggio 2017 - Preparazione esame LEED® AP BD+C (L02)
- 21 giugno 2017 - Il protocollo di sostenibilità LEED®v4 BD+C (L03)
- 27 settembre 2017 - Il protocollo di sostenibilità LEED®v4 Existing Building: Operation and Maintenance (L04)
- 14 novembre 2017 - I piani di gestione del cantiere sostenibile secondo il protocollo LEED® (L05)

Otto corsi di progettazione di impianti per entrare nel mondo HVAC

Indispensabili per chi sceglie la professione di progettista nel settore HVAC, gli otto corsi “Progettazione di impianti di climatizzazione”, in programma dal 22 febbraio al 22 marzo nell'ambito del Percorso Fondamenti, sono interessanti anche per tecnici installatori, manutentori e figure professionali che, pur non specializzate nell'impiantistica per la climatizzazione, hanno necessità di conoscere le caratteristiche principali degli impianti.

Le otto giornate, che offrono particolare attenzione agli aspetti pratici degli argomenti trattati, sono come sempre frequentabili anche separatamente in base ai propri interessi personali. Per ogni giornata verranno richiesti 7 CFP per gli ingegneri e 7+3 CFP per i periti industriali.

Docenti: Federico Pedranzi - Politecnico di Milano, Dipartimento di Energia, AIR LAB (PR1F, PR6F, PR7F, PR8F); Michele Vio, libero professionista (PR3F); Gianfranco Gianni - Gianni Benvenuto Spa, Cernobbio, Como (PR2F); Cesare Maria Joppolo - Politecnico di Milano, Dipartimento di Energia, AIR LAB (PR4F); Nicola Guerra, consulente (PR5F).

Il Calendario

22 Febbraio - Impianti di climatizzazione: tipologie e criteri di scelta progettuale (PR1F)

23 Febbraio - Progettazione di impianti di climatizzazione a tutt'aria: dimensionamento (PR7F)

24 Febbraio - Progettazione di impianti di climatizzazione a tutt'aria: fondamenti (PR3F)

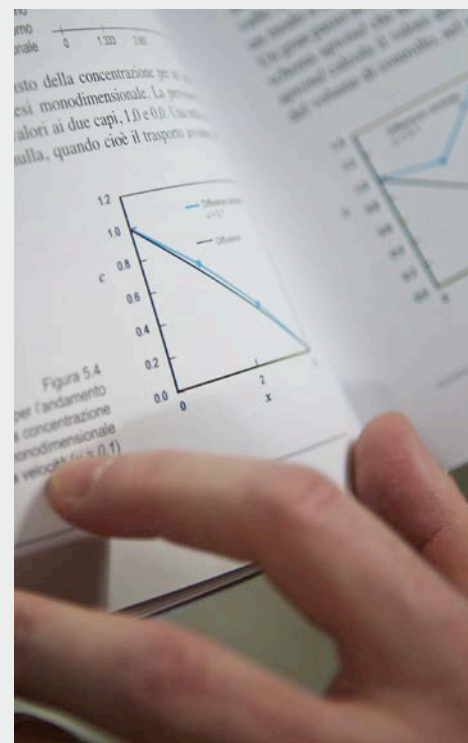
1 Marzo - Progettazione di impianti di riscaldamento ad acqua: fondamenti (PR2F)

2 Marzo - Progettazione di impianti di climatizzazione misti aria/acqua: fondamenti (PR4F)

3 Marzo - Progettazione di impianti di climatizzazione misti aria/acqua: dimensionamento (PR8F)

21 Marzo - Unità di trattamento aria (PR6F)

22 Marzo - Diffusione dell'aria in ambiente interno (PR5F)



Tutte le informazioni relative ai corsi sono pubblicate sul sito
www.aicarrformazione.org

ABBONATI SU www.quine.it

per avere la copia cartacea
e la copia digitale in anteprima

AiCARR journal

Fascicolo	DOSSIER MONOGRAFICO	FOCUS TECNOLOGICO
#35	Strategie di ottimizzazione energetica nelle strutture per il commercio	Catena del freddo Monitoraggi e regolazioni Fonti rinnovabili
#36	Edifici storici	Contabilizzazione
#37	Efficienza nell'industria	Ventilazione
#38	Edifici del terziario	Antincendio
#39	Edifici per la sanità	Filtrazione
#40	Riqualficazione strutture ricettive	Rinnovabili
#41	Sviluppi pompe di calore	VRF idronico



Tutti gli **ARRETRATI** li trovi su **www.quine.it**

Editore: Quine srl - Via Santa Tecla, 4 - 20122 Milano - Italia - Tel. +39 02 864105 - Fax. +39 02 72016740

ABBONATI! INVIA SUBITO QUESTO TAGLIANDO VIA FAX AL NUMERO 02 72016740 INSIEME ALLA COPIA DEL PAGAMENTO

Desidero abbonarmi ad AiCARR journal al costo di: ☐ 55 euro (6 numeri all'anno)

☐ Nuovo abbonato ☐ Rinnovo

Pagamento

☐ Desidero ricevere fattura (indicare in numero di Partita IVA nel modulo sottostante)

☐ Versamento su c/c postale N.60473477 intestato a Quine srl - Via Santa Tecla, 4 I w 20122 Milano (Allegare copia)

☐ Bonifico a favore di Quine srl - Credito Valtellinese, ag. 1 di Milano - IBAN: IT 88 U 05 21 60 16 3 10 00 00 00 00 855 (Allegare copia)

☐ Carta di credito N. CVV2*

☐ Visa ☐ Mastercard ☐ Cartasì

* Il CVV2 è il codice di tre cifre posizionato sul retro della carta di credito dopo i numeri che identificano la carta stessa per il circuito VISA.

Titolare

Scadenza

NOME

COGNOME

PROFESSIONE

AZIENDA

INDIRIZZO

P.IVA

CAP

PROV.

CITTÀ

TEL

FAX

EMAIL

DATA

FIRMA

Privacy: con la comunicazione dei dati personali si acconsente al trattamento di tali dati da parte di Quine srl ai sensi della legge 196/2003, ai fini dello svolgimento del servizio, per fini imposti da obblighi normativi e per fini di marketing statistico. Quine srl non comunicherà i dati all'esterno. L'utente può esercitare i diritti legge (accesso, correzione, cancellazione, opposizione al trattamento) rivolgendosi a Quine srl, via Santa Tecla 4, 20122 Milano.

EXCELLENCE - EVOLUTION - EXPERIENCE - EXPANSION

TOSHIBA eLine

BENVENUTI NEL FUTURO DEI SISTEMI VRF



SMMSe

La famiglia SMMSe di sistemi VRF è l'espressione dell'Eccellenza Toshiba. Una gamma completa, affidabile e con Comfort ottimale: riscaldamento continuo a retroazione totale, nuovi compressori twin rotary inverter a doppia lama, elevata efficienza con un ESEER superiore a 7 e dei valori di COP e EER al 30% del carico rispettivamente fino a 6,20 e 7,03. Una gamma completa fino a 60 HP con moduli singoli fino a 22 HP.

SHRMe

La famiglia SHRMe di sistemi VRF a recupero di calore a tre tubi condivide tutte le innovazioni tecnologiche del SMMSe. La gamma si estende fino a 54 HP con moduli base fino a 20 HP. Un ESEER superiore a 7,1 e dei valori di COP e EER al 30% del carico rispettivamente fino a 5,80 e 7,76. Pensando al riscaldamento primario, si arriva a un COP di 3,35 con il 79% della capacità nominale a temperature esterne di -7°C.

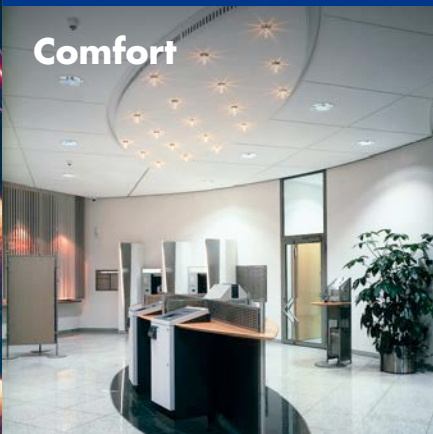
Mini-SMMSe

Il Mini-SMMSe è l'ultima espressione della eLine e della tecnologia all'avanguardia di Toshiba per applicazioni di tipo commerciale. La gamma è disponibile sia nella versione monofase che trifase e con la possibilità di collegare fino a 13 unità su uno stesso circuito. Il compressore DC Twin Rotary garantisce una completa affidabilità e un'elevata efficienza energetica con un COP fino a 4,89 (per il modello 4 HP).

Toshiba e AiCARR con un nuovo ciclo di incontri tecnici – www.aicarr.org



Comfort



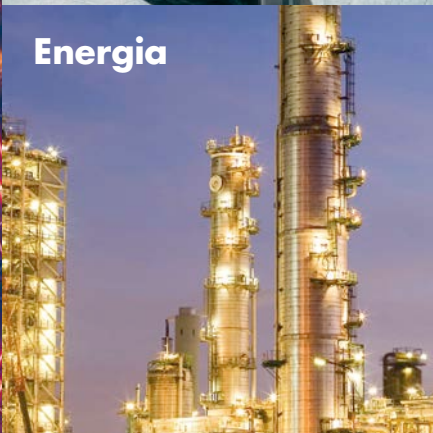
Ospedaliero



Farmaceutico



Energia



Marine



Protezione collettiva



**I migliori auguri
Best wishes
Meilleurs vœux
Las mejores felicitades
Beste wünsche**

SagiCofim



**Visita il nostro nuovo sito
www.sagicofim.com**