

11.8.8.2 Identificazione della modalità di calcolo

Il calcolo del fabbisogno di energia di una pompa di calore, che assolve un determinato servizio, deve essere eseguito secondo modalità diverse in funzione della tipologia di sorgente fredda o pozzo caldo tra cui opera. Le modalità alternative, definite in funzione della tipologia di sorgente e pozzo impiegati, sono:

- calcolo mensile basato su quantità medie giornaliere medie mensili;
- calcolo mensile basato su distribuzioni di frequenza di quantità orarie (bin).

Per l'identificazione di quale modalità occorre adottare, occorre definire l'intervallo di calcolo necessario e le relative temperature di sorgente fredda e di pozzo caldo.

11.8.8.2.1 Intervallo di calcolo

L'intervallo di calcolo assunto in generale dal presente dispositivo è il mese. In determinati casi un'unica coppia di temperature medie (sorgente fredda e pozzo caldo) riferita all'intero intervallo di calcolo non è adeguata per effettuare una valutazione sufficientemente corretta. In questi casi l'intervallo di calcolo mensile viene a sua volta suddiviso in intervalli di durata variabile (da un ora più ore), denominati "bin", che rappresentano le frequenze di accadimento di una data circostanza nel mese. L'accadimento è rappresentato dal ricadere di una specifica temperatura oraria in un certo intervallo di temperatura e quindi i bin mensili rappresentano la frequenza oraria nel mese con cui la tale temperatura si trova compresa in un certo intervallo di valore di temperatura.

Nel Prospetto 11.XLVII si indica quando considerare l'intervallo di calcolo indiviso, cioè il mese intero, o suddiviso in bin mensili.

Sorgente fredda	Intervallo di calcolo
Aria esterna	Bin mensili ¹⁾
Aria interna (recupero) a temperatura dipendente dalle condizioni climatiche	Bin mensili ¹⁾
Aria interna (recupero), temperatura indipendente dalle condizioni climatiche	Mese
Terreno/roccia climaticamente perturbato	Mese
Terreno/roccia climaticamente non perturbato	Mese
Acqua di mare, di fiume, di lago	Mese
Acqua di risulta e liquami di processi tecnologici	Mese
Liquami urbani	Mese
Pozzo caldo	Intervallo di calcolo
Aria interna (sistemi a condensazione diretta)	Mese
Aria interna miscelata con aria esterna (sistemi da espansione diretta)	Bin mensili ¹⁾
Circuito di distribuzione idronico	Mese
Serbatoi accumulo acqua calda sanitaria	Mese
1) I bin mensili sono sempre riferiti alla temperatura dell'aria esterna.	

Prospetto 11.XLVII – Intervalli di calcolo
(Fonte: adattato da UNI TS 11300-4:2012)

Secondo quanto specificato nel Prospetto 11.XLVII, si ricorre alla suddivisione del mese in bin mensili solo per la determinazione delle temperature di alcune sorgenti fredde e di un solo pozzo caldo, ma in ogni caso la grandezza di riferimento per la generazione dei bin è sempre la temperatura esterna.

Ciascun bin mensile è definito da un intervallo di temperatura di ampiezza $\Delta\theta_{bin}$, è centrato su valori interi di temperatura ed è identificato dalla temperatura θ_{bin} media:

- temperatura minima di ciascun bin: $\theta_{bin,low} = \theta_{bin} - \Delta\theta_{bin}/2$;
- temperatura massima di ciascun bin: $\theta_{bin,up} = \theta_{bin} + \Delta\theta_{bin}/2$;

cioè:

$$\text{se } \theta_{bin} - \Delta\theta_{bin}/2 < \theta_{h,m} \leq \theta_{bin} + \Delta\theta_{bin}/2 \Rightarrow t_{bin,m} = t_{bin,m} + 1 \quad (11.240)$$

dove

$\Delta\theta_{bin}$ è l'ampiezza in temperatura del singolo bin, posto pari a 1 K;

$t_{bin,m}$ è il numero di ore con temperatura compresa nell'intervallo di definizione del bin nel mese considerato, [h].

Per esempio nel caso di sorgente fredda costituita da aria esterna $t_{3,2} = 5$ h significa che nel mese di febbraio (mese 2), la temperatura dell'aria esterna è compresa per 5 ore fra 2,5 e 3,5 °C ($\theta_{bin} = 3$ °C).

In base al Prospetto 11.XLVII, le sorgenti fredde che impongono la determinazione dei bin mensili sono:

- aria esterna;
- aria interna (recupero) a temperatura dipendente dalle condizioni climatiche (è il caso di una pompa di calore che impiega come sorgente fredda l'aria di espulsione dall'ambiente a valle di un recuperatore di calore).

Il pozzo caldo che impone la suddivisione in bin, sempre riferiti all'aria esterna, è la miscela aria interna di ricircolo – aria esterna in ingresso al condensatore (sistema a condensazione diretta).

I bin mensili per aria esterna sono riportati nell'Allegato .

11.8.8.2.2 Temperature della sorgente fredda e del pozzo caldo nell'intervallo di calcolo

Per la determinazione delle temperature di sorgente fredda e di pozzo caldo in ciascun intervallo di calcolo (mese o bin mensile) si procede come segue:

A) temperatura della sorgente fredda e temperatura del pozzo caldo costanti nel mese.

Il calcolo si effettua su base mensile e si determinano:

A1) la temperatura media della sorgente fredda nel mese considerato con riferimento alla fonte utilizzata:

- aria interna (recupero), a temperatura indipendente dalle condizioni climatiche, il cui valore è assunto pari a quello della temperatura interna di progetto, funzione della destinazione d'uso dell'edificio, nel periodo di riscaldamento e 26 °C al di fuori di tale periodo, se si estrae direttamente energia dall'aria dell'ambiente interno o da aria di espulsione per ventilazione

non trattata termicamente (senza recupero termico). Limitatamente alle pompe di calore destinate alla sola produzione di acqua calda sanitaria nel caso di aria interna di recupero da ambienti non riscaldati, la temperatura della sorgente si determina con un bilancio energetico del locale, secondo l'Appendice A.

- terreno/roccia, la cui temperatura si determina come riportato in Appendice K;
- acqua di mare, di fiume, di lago, la cui temperatura, come definita nel progetto, deve essere dichiarata mese per mese documentandone la provenienza (dati di progetto, dati pubblicati o rilevati in loco);
- acqua di risulta e liquami di processi tecnologici, la cui temperatura, come definita nel progetto, deve essere dichiarata mese per mese documentandone la provenienza (dati di progetto, dati pubblicati o rilevati in loco);
- liquami urbani; la cui temperatura, come definita nel progetto, deve essere dichiarata mese per mese documentandone la provenienza (dati di progetto, dati pubblicati o rilevati in loco).

NOTA: Le temperature delle sorgenti fredde (temperatura media del fluido termovettore all'evaporatore) possono essere diverse da quelle delle fonti, in funzione del tipo di circuito e di sistema impiantistico adottato. Per cui la temperatura della sorgente fredda si determina sottraendo alla temperatura della fonte il salto termico di progetto, cioè:

$$\theta_c = \theta_{cs} - \Delta\theta_{c,des} \quad (11.241)$$

dove

θ_c è la temperatura della sorgente fredda, [°C];

θ_{cs} è la temperatura della fonte energetica impiegata, [°C];

$\Delta\theta_{c,des}$ è il salto termico di progetto tra la temperatura della fonte energetica e quella media dell'evaporatore, [°C]; in assenza dei dati di progetto si assume un valore di 5 K se sorgente fredda è acqua o terreno, se aria con scambio diretto (fluido termovettore aria) 0 K, se invece aria con scambio indiretto (fluido termovettore acqua) 10 K.

A2) la temperatura media del pozzo caldo nel mese, con riferimento, per le pompe di calore asservite comunque al riscaldamento o alla climatizzazione invernale, al tipo di fluido termovettore impiegato al condensatore:

- acqua, la cui temperatura corrisponde alla temperatura media del sistema di distribuzione alimentato e che quindi è determinata in funzione delle caratteristiche dello stesso (Appendice J);
- aria interna (sistemi condensazione diretta), la temperatura è quella interna di progetto, funzione della destinazione d'uso dell'edificio.

Per le pompe di calore asservite alla produzione di acqua calda sanitaria, la temperatura fissa di 55 °C.

La potenza termica utile si determina in base alle temperature A1) e A2).

B) temperatura della sorgente fredda variabile nel mese e temperatura del pozzo caldo costante.

Il calcolo si effettua su base mensile e si determinano:

B1) le temperature di ciascun bin mensile secondo il punto 11.8.8.2.1 con riferimento alla fonte utilizzata:

- aria esterna, si usa per la sorgente direttamente la temperatura del bin;
- aria interna (recupero) a temperatura dipendente dalle condizioni climatiche, la temperatura della sorgente per ciascun bin è la temperatura dell'aria di espulsione in uscita dal recuperatore, determinata in funzione della sua temperatura di ingresso (temperatura dell'ambiente interno, funzione della destinazione d'uso dell'edificio) e della temperatura del bin (temperatura aria esterna) tramite l'efficienza del recuperatore come riportato in Appendice E.

B2) le corrispondenti temperature del pozzo caldo per ciascun bin, che si assumono comunque costanti per tutti i bin del mese e che quindi coincidono con quelle specificate al punto A2) salvo che per il seguente caso:

- aria interna miscelata con aria esterna (sistemi condensazione diretta), la temperatura è quella di miscela di ciascun bin del mese calcolata in base alle portate e temperature di aria esterna e ricircolata funzione della destinazione d'uso dell'edificio.

La potenza termica utile si determina in base alle temperature B1) e B2).

C) temperatura della sorgente fredda costante e temperatura del pozzo caldo variabile nel mese.

Il calcolo si effettua su base mensile e si determinano:

C1) la temperatura media della sorgente fredda nel mese considerato così come indicato nel punto A1 assunte costanti e uguali per ogni bin;

C2) per ogni bin definito sull'aria estera, la temperatura del pozzo caldo:

- aria interna miscelata con aria esterna (sistemi condensazione diretta), la temperatura è quella di miscela dell'aria estera di ciascun bin del mese con l'aria interna, calcolata in base alle portate e temperature di aria esterna e ricircolata funzione della destinazione d'uso dell'edificio.

La potenza termica utile si determina in base alle temperature C1) e C2).

D) temperatura della sorgente fredda e temperatura del pozzo caldo variabili nel mese.

Il calcolo si effettua su base mensile e si determinano:

D1) le temperature di ciascun bin mensile secondo il punto 11.8.8.2.1 con riferimento alla fonte utilizzata così come definito nel punto B1.

D2) le corrispondenti temperature del pozzo caldo per ciascun bin, per così come definito nel punto C2.

La potenza termica utile si determina in base alle temperature D1) e D2).

11.8.8.2.3 Temperature limite di funzionamento

La temperatura limite di funzionamento (sorgente fredda), θ_{OL} , è un dato impostato dal fabbricante e non modificabile ed è la temperatura minima della sorgente fredda sotto la quale si ha il blocco della pompa di calore.

La temperatura $\theta_{W,cut-off,min}$ o $\theta_{H,cut-off,min}$ è un dato progettuale in base al quale, ai fini di ottimizzazione energetica (o per evitare il congelamento del fluido termovettore gelo quando si utilizzi come fluido acqua e non soluzione anticongelante) in fase di progetto si può decidere di disattivare la pompa di calore al di sotto di determinata temperatura di sorgente fredda. Sarà sempre:

$$\begin{aligned} \theta_{OL} &\leq \theta_{W,cut-off,min} \\ \theta_{OL} &\leq \theta_{H,cut-off,min} \end{aligned} \quad (11.242)$$

La temperatura $\theta_{W,cut-off,max}$ o $\theta_{H,cut-off,max}$ è la temperatura di disattivazione fissata per il pozzo caldo. Nel caso di riscaldamento o climatizzazione invernale, la temperatura $\theta_{H,cut-off,max}$ deve essere ottenuta dal progetto in funzione delle caratteristiche dell'impianto; per la sola certificazione energetica, in assenza di tali dati, si assume la temperatura specificata dal fabbricante della pompa di calore. Nel caso di produzione acqua calda sanitaria la temperatura $\theta_{W,cut-off,max}$ è generalmente compresa tra 45 e 65 °C. In assenza di specifiche progettuali si assume pari a 55 °C.

Quindi perché la pompa di calore possa funzionare (**stato di operatività OP = ON**) deve:

$$\begin{aligned} \text{solo ACS} & \quad \left\{ \begin{array}{l} \theta_{OL} \leq \theta_{W,cut-off,min} \leq \theta_c \\ \theta_h \leq \theta_{W,cut-off,max} \end{array} \right. \\ \text{solo riscaldamento} & \quad \left\{ \begin{array}{l} \theta_{OL} \leq \theta_{H,cut-off,min} \leq \theta_c \\ \theta_h \leq \theta_{H,cut-off,max} \end{array} \right. \end{aligned} \quad (11.243)$$

NOTA: Nel caso di pompa di calore per servizio combinato, salvo diversa indicazione progettuale, si assume $\theta_{W,cut-off,min} = \theta_{H,cut-off,min}$.

11.8.8.3 Calcolo della prestazione

Per il calcolo della prestazione della pompa di calore, indipendentemente dal metodo da adottare, distinto dal diverso intervallo di calcolo (mese, bin mensile), occorre definire e/o calcolare nell'intervallo di calcolo:

- la temperatura della sorgente fredda (paragrafo § 11.8.8.2.2);
- la temperatura del pozzo caldo (paragrafo § 11.8.8.2.2);
- la richiesta di energia e potenza termica media termica per servizio (paragrafo §11.8.8.4);
- la potenza termica utile nominale (massima) della pompa di calore alle temperature di sorgente fredda e pozzo caldo attuali (paragrafo § 11.8.8.5);
- il fattore di carico utile della pompa di calore (paragrafo § 11.8.8.5);
- la potenza termica media e l'energia fornita dalla pompa di calore (paragrafo § 11.8.8.6);

- il coefficiente di prestazione dichiarato nelle attuali condizioni di temperature di sorgente fredda e pozzo caldo e di fattore di carico, la potenza media e l'energia richiesta dalla pompa di calore (paragrafo § 11.8.8.7);
- il fattore energetico degli ausiliari dichiarato nelle attuali condizioni di temperature di sorgente fredda e pozzo caldo e di fattore di carico, la potenza elettrica media e l'energia assorbita dagli ausiliari (paragrafo § 11.8.8.8);

Se il metodo da adottare è quello dei bin mensili, occorre poi calcolare:

- l'energia termica fornita, elettrica assorbita, l'energia richiesta dalla pompa di calore nel mese (paragrafo § 11.8.8.9);

Note tali quantità, per entrambi i metodi, si calcola:

- l'energia termica fornita effettivamente fornita, il fattore di carico utile e il coefficiente di prestazione effettivo, COP_{GN} , medi mensili (paragrafo § 11.8.8.10);
- l'eventuale energia recuperabile e recuperata (solo per acqua calda sanitaria) (paragrafo § 11.8.8.10);
- l'eventuale energia termica che deve essere coperta da generatori ausiliari (paragrafo § 11.8.8.12).

11.8.8.4 Potenza termica utile richiesta alla pompa di calore

Per determinare la prestazione della pompa di calore occorre determinare, per il servizio considerato, il valore della potenza termica media richiesta nell'intervallo di calcolo.

L'energia termica richiesta nel mese considerato alla pompa di calore della centrale termica X per il servizio S, $Q_{S,req,m}$, è, per il bilancio energetico al confine più esterno, equazione(11.188) e (11.190), dato da:

$$Q_{S,reqm} \equiv Q_{X,S,gn,outm} - k_{pe,c} \cdot W_{pe,c} \quad (11.244)$$

dove

$Q_{X,S,gn,out}$ è l'energia termica mensile richiesta alla pompa di calore della centrale X per il servizio S, [kWh], così come definita dalla (11.74);

$K_{pe,c}$ è la frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato condensatore, assunta pari a 0,8;

$W_{pe,c}$ è l'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato condensatore per compensare le sole perdite di carico relative alla movimentazione del fluido termovettore nel circuito esterno al condensatore, [kWh].

Per poter calcolare l'energia termica richiesta occorre stimare l'energia elettrica richiesta dal pompa/ventilatore a bordo macchina che serve per compensare le perdite di carico del circuito a valle del condensatore. Tale valore è correttamente noto solo a valle della presente procedura di calcolo, per cui, onde evitare iterazioni si procede ad effettuarne una stima nel seguente modo:

$$W_{pe,c} = \dot{W}_{pe,c} \cdot FC_{X,S,gn,HP} \cdot \Delta t \quad (11.245)$$

dove

$\dot{W}_{pe,c}$ è la potenza elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato condensatore per compensare le sole perdite di carico relative alla movimentazione del fluido termovettore nel circuito esterno al condensatore, [W];

$FC_{X,S,gn,HP}$ è il fattore di carico termico utile richiesto alla pompa di calore dalla centrale X per il servizio S, [-], così come definito dalla (11.72);

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

Alla fine del calcolo, occorrerà verificare la correttezza della stima e se, per pompa di calore funzionante, risulta:

$$\left| FC_{X,S,gn,HP} - FC_{S,m} / FC_{S,m} \leq 0.01 \right| \quad (11.246)$$

dove

$FC_{S,m}$ è il fattore di carico termico utile medio mensile della pompa di calore per il servizio S, [-], così come calcolato con la (11.282).

occorre ripetere il calcolo sostituendo alla stima del fabbisogno elettrico il valore precedentemente calcolato.

Se l'intervallo di calcolo è mensile, la potenza termica richiesta media mensile per il servizio S nel mese m è data da:

$$\Phi_{S,req,avm} = Q_{S,reqm} / \Delta t \quad (11.247)$$

dove

$Q_{S,req,m}$ è l'energia termica mensile richiesta alla pompa di calore della centrale X per il servizio S, [kWh], definita dalla (11.244);

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

Se intervallo di calcolo è il bin mensile occorre disporre dei valori orari delle potenze termiche richieste in funzione dei servizi resi (riscaldamento o climatizzazione invernale, acqua calda sanitaria), che vanno calcolati così come riportato nei successivi paragrafi §11.8.8.4.1 e §11.8.8.4.2.

11.8.8.4.1 Potenza termica oraria richiesta per il servizio riscaldamento o climatizzazione invernale

Per determinare la distribuzione oraria dell'energia termica giornaliera media mensile richiesta alla pompa di calore dalla centrale termica per il servizio riscaldamento o climatizzazione invernale, si calcolano i gradi-ora nel bin, definiti come:

$$GH_{bin,m} = \max \left[0; t_{bin,m} \cdot (\theta_{H,off} - \theta_{bin,m}) \right] \quad (11.248)$$

dove

$GH_{bin,m}$ sono i gradi-ora nel generico bin del mese m, [K·h]

$t_{bin,m}$ è il numero di ore nel generico bin, [h] ;

$\theta_{H,off}$ è la temperatura dell'aria esterna sopra la quale si presume non ci sia più necessità di riscaldare, posta pari a 16 °C;

$\theta_{bin,m}$ è la temperatura del generico bin nel mese m, [°].

$GH_{bin,m}$ con riferimento alla durata totale di attivazione dell'impianto e scartando i bin a temperatura maggiore della temperatura $\theta_{H,off}$:

$$GH_{bin,m} = t_{bin,m} \cdot (\theta_{H,off} - \theta_{bin,m}) \quad (11.249)$$

Si calcola l'energia per riscaldamento richiesta all'uscita della pompa di calore, per ciascun bin come:

$$Q_{H,req,bin,m} = Q_{H,req,m} \cdot \frac{GH_{bin,m}}{\sum_{bin=1}^{N_{bin,m}} GH_{bin,m}} \quad (11.250)$$

dove

$Q_{H,req,m}$ è l'energia termica mensile richiesta alla pompa di calore per il servizio H (o HA), [kWh], definita dalla (11.244);

Si calcola la potenza termica media oraria richiesta per riscaldamento all'uscita della pompa di calore, per ciascun bin, $\Phi_{req,bin}$:

$$\Phi_{H,req,bin,m} = \frac{Q_{H,req,bin,m}}{t_{bin,m}} \quad (11.251)$$

dove

$\Phi_{H,req,bin,m}$ è la potenza termica media oraria richiesta alla pompa di calore dal servizio riscaldamento o climatizzazione invernale nel generico bin del mese m, [kW];

$Q_{H,req,bin,m}$ è l'energia termica richiesta alla pompa di calore dal servizio riscaldamento o climatizzazione invernale nel generico bin del mese m, [kWh];

$t_{bin,m}$ è il numero di ore nel generico bin, [h].

11.8.8.4.2 Potenza termica oraria richiesta per il servizio produzione acqua calda sanitaria

Si assume che l'impianto sia dotato di un accumulo congruo e si procede come segue:

- 1) si considerano i bin mensili riportati nell'**Allegato** scartando i bin con temperatura dell'aria esterna minore della temperatura $\theta_{W,cut-off}$ prefissata:

$$\begin{aligned} \text{se } \theta_{bin} < \theta_{W,cut-off} &\Rightarrow t_{W,bin,m} = 0 \\ \text{se } \theta_{bin} \geq \theta_{W,cut-off} &\Rightarrow t_{W,bin,m} = t_{bin,m} \end{aligned} \quad (11.252)$$

si calcola la durata complessiva dei bin rimanenti e si ripartisce il fabbisogno $Q_{W,req,m}$ in proporzione alla loro durata, cioè:

$$Q_{W,req,bin,m} = Q_{W,req,m} \cdot \frac{t_{W,bin,m}}{\sum_{bin=1}^{N_{bin,m}} t_{W,bin,m}} \quad (11.253)$$

2) si calcola quindi la potenza termica richiesta come:

$$\Phi_{W,req,bin,m} = Q_{W,req,bin,m} / t_{W,bin,m} \quad (11.254)$$

11.8.8.5 Fattore di carico utile della pompa di calore

Il fattore di carico utile, relativo al servizio S, è in generale definito come rapporto tra la potenza termica erogata e quella massima erogabile (nominale) alle assegnate temperature di sorgente fredda e pozzo caldo, cioè:

$$FC_S \equiv \frac{\Phi_{S,gn,out}(\theta_h; \theta_c)}{\Phi_{S,gn,out,N}(\theta_h; \theta_c)} \quad (11.255)$$

dove

$\Phi_{S,gn,out}$ è la potenza termica media fornita dalla pompa di calore al servizio S alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda assegnate nell'intervallo di calcolo considerato, [kW];

$\Phi_{S,gn,out,N}$ è la potenza termica fornita dalla pompa di calore al servizio S in condizioni nominali alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda nell'intervallo di calcolo considerato, [kW];

θ_h è la temperatura del pozzo caldo nell'intervallo di calcolo considerato, [°C];

θ_c è la temperatura della sorgente fredda nell'intervallo di calcolo considerato, [°C].

Se l'intervallo di calcolo è mensile, il fattore di carico utile medio mensile per il servizio S si determina come:

$$FC_{S,m} = \min \left[1; \frac{\Phi_{S,req,av,m}}{\Phi_{S,gn,out,N}(\theta_{h,m}; \theta_{c,m})} \right] \quad (11.256)$$

con le condizioni di verifica temperature limite del paragrafo § 11.8.8.2.3 (flag OP =ON/OFF):

$$\begin{aligned} \theta_{c,m} < (\theta_{S,cut-off,min} \geq \theta_{OL}) &\Rightarrow FC_{S,m} = 0 \\ \theta_{h,m} > \theta_{S,cut-off,max} &\Rightarrow FC_{S,m} = 0 \end{aligned} \quad (11.257)$$

dove

$\Phi_{S,req,av,m}$ è la potenza termica media richiesta dalla pompa di calore al servizio S nel mese m, [kW], equazione(11.247);

$\Phi_{S,gn,out,N}$ è la potenza termica fornita dalla pompa di calore al servizio S in condizioni nominali alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda medie giornaliere medie mensili, [kW]; (NOTA: per le pompe di calore con funzionamento a gradini o con inverter è la potenza massima erogabile);

$\theta_{h,m}$ è la temperatura del pozzo caldo media giornaliera media mensile, [°C];

$\theta_{c,m}$ è la temperatura della sorgente fredda media giornaliera media mensile, [°C].

Se l'intervallo di calcolo è il bin mensile, il fattore di carico utile orario nel bin si determina come:

$$FC_{S,bin,m}(\theta_{h,bin};\theta_{c,bin}) = \min \left[1; \frac{\Phi_{S,req,bin,m}}{\Phi_{S,gn,out,N}(\theta_{h,bin};\theta_{c,bin})} \right] \quad (11.258)$$

con le condizioni di verifica temperature limite del paragrafo § 11.8.8.2.3 (flag OP =ON/OFF):

$$\begin{aligned} \theta_{c,bin} < (\theta_{S,cut-off,min} \geq \theta_{OL}) &\Rightarrow FC_{S,bin,m} = 0 \\ \theta_{h,bin} > \theta_{S,cut-off,max} &\Rightarrow FC_{S,bin,m} = 0 \end{aligned} \quad (11.259)$$

dove

$\Phi_{H,req,h}$ è la potenza termica richiesta alla pompa di calore dal S nel generico bin del mese m, [kW], così come calcolata secondo la (11.251) o la (11.254);

$\Phi_{S,gn,out,N}$ è la potenza termica fornita dalla pompa di calore al servizio S in condizioni nominali alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda nel generico bin, [kW], calcolata secondo quanto riportato nel paragrafo § 11.8.8.13.2; (NOTA: per le pompe di calore con funzionamento a gradini o con inverter è la potenza massima erogabile);

$\theta_{h,bin}$ è la temperatura del pozzo caldo nel generico bin, [°C];

$\theta_{c,bin}$ è la temperatura della sorgente fredda nel generico bin, [°C].

11.8.8.5.1 Pompe di calore per servizio combinato

Se la pompa di calore serve contemporaneamente sia la produzione di acqua calda sanitaria che il riscaldamento o la climatizzazione ambientale, (sistema bivalente), si assume che il servizio acqua calda sanitaria sia prioritario rispetto al servizio riscaldamento o climatizzazione invernale e si calcola **nel bin**, nell'ordine, sia il fattore di carico utile per acqua calda sanitaria, con la (11.258) e le (11.259), $FC_{W,bin,m}$, che il fattore di carico relativo al servizio riscaldamento o climatizzazione invernale, $FC_{H,bin,m}$, come:

$$FC_{W,bin,m} \leq 1 \Rightarrow FC_{H,bin,m} = 1 - FC_{W,bin,m} \quad (11.260)$$

Se $FC_{W,bin,m}$ è uguale ad uno, la pompa di calore è completamente al servizio della produzione di acqua calda sanitaria e non serve il riscaldamento ($FC_{H,bin,m} = 0$).

Se $FC_{W,bin,m}$ è minore di uno, la pompa di calore fornisce al servizio riscaldamento la quota di potenza residua rispetto al suo valore nominale ($FC_{H,bin,m} > 0$).

Se l'intervallo di calcolo è mensile si effettua lo stesso calcolo che si fa per il singolo bin, utilizzando le equazioni (11.256) e (11.257), al posto delle (11.258) e (11.259).

11.8.8.6 Potenza ed energia termica fornite dalla pompa di calore

Se l'intervallo di calcolo è mensile, la potenza termica utile media mensile per il servizio S nel mese m è data da:

$$\Phi_{S,gn,out,m} = FC_{S,m} \cdot \Phi_{S,gn,out,N}(\theta_{h,m};\theta_{c,m}) \quad (11.261)$$

dove

$FC_{S,m}$ è il fattore di carico utile medio mensile della pompa di calore riguardante il servizio S, calcolato con la (11.256) nel rispetto dei vincoli dati dalla (11.257), [-];

$\Phi_{S,gn,out,N}$ è la potenza termica fornita dalla pompa di calore al servizio S in condizioni nominali alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda medie giornaliere medie mensili, [kW], calcolata secondo quanto riportato nel paragrafo § 11.8.8.13.2.

L'energia termica utile media mensile prodotta dalla pompa di calore nel mese m è data da:

$$Q_{S,gn,out,m} = \Phi_{S,gn,out,m} \cdot \Delta t \quad (11.262)$$

dove

$\Phi_{S,gn,out,m}$ è la potenza termica media mensile fornita dalla pompa di calore al servizio S nel mese m, [kW], calcolata secondo la (11.261);

Δt è la durata del mese considerato (si veda la **(3.13)**), [kh].

Se l'intervallo di calcolo è il bin mensile, la potenza termica utile media oraria che viene effettivamente erogata dalla pompa di calore per il servizio S nel generico bin del mese m, $\Phi_{S,gn,out,bin}$, è data da:

$$\Phi_{S,gn,out,bin,m} = FC_{S,bin,m} \cdot \Phi_{S,gn,out,N}(\theta_{h,bin}; \theta_{c,bin}) \quad (11.263)$$

dove

$FC_{S,bin,m}$ è il fattore di carico utile orario nel generico bin della pompa di calore riguardante il servizio S, calcolato con la (11.258) nel rispetto dei vincoli dati dalla (11.259), [-];

$\Phi_{S,gn,out,N}$ è la potenza termica fornita dalla pompa di calore al servizio S in condizioni nominali alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda nel generico bin, [kW], calcolata secondo quanto riportato nel paragrafo § 11.8.8.13.2.

L'energia termica utile prodotta dalla pompa di calore nel generico bin del mese m è data da:

$$Q_{S,gn,out,bin,m} = \Phi_{S,gn,out,bin,m} \cdot t_{bin,m} \quad (11.264)$$

dove

$\Phi_{S,gn,out,bin,m}$ è la potenza termica fornita dalla pompa di calore al servizio S in nel generico bin del mese m, [kW], calcolata secondo la (11.263);

$t_{bin,m}$ è il numero di ore nel generico bin, [h].

11.8.8.7 Coefficiente di prestazione, potenza ed energia richieste dalla pompa di calore

Se l'intervallo di calcolo è mensile, il valore del coefficiente di prestazione medio mensile nel mese m, che dipende dalle temperature della sorgente e del pozzo, oltre che del fattore di carico, viene calcolato, come riportato al paragrafo § 11.8.8.14, con l'equazione (11.305), nel seguente modo:

$$COP_m \equiv COP_{PL}(\theta_{h,m}, \theta_{c,m}) = COP_N(\theta_{h,m}, \theta_{c,m}) \cdot f_{COP}(FC_m) \quad (11.265)$$

dove

COP_m è il coefficiente di prestazione dichiarato a carico parziale alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda medie giornaliere medie mensili del mese m, [-];

$COP_N(\theta_{h,m}, \theta_{c,m})$ è il coefficiente di prestazione dichiarato nominale (a potenza massima) alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda nel generico bin del mese m , [-], ricavato come riportato al paragrafo § 11.8.8.13.1;

$f_{COP}(FC_m)$ è il fattore correttivo che consente di passare dalla condizione di carico nominale a quella di carico parziale, funzione del fattore di carico utile medio mensile nel mese m , [-], ricavato come riportato al paragrafo § 11.8.8.14.

NOTA: il COP dichiarato assume significati e nomi diversi (ad esempio GUE) a seconda della tipologia di macchina considerata (vedasi paragrafo § 11.8.8.1.3).

La potenza media mensile media giornaliera richiesta in ingresso alla pompa di calore nel generico mese m è quindi calcolata come:

$$\Phi_{S,gn,in,m} = \Phi_{S,gn,out,m} / COP_m \quad (11.266)$$

dove

$\Phi_{S,gn,out,m}$ è la potenza termica media mensile fornita dalla pompa di calore al servizio S nel mese m , [kW], calcolata secondo la (11.261);

COP_m è il coefficiente di prestazione dichiarato a carico parziale alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda medie giornaliere medie mensili del mese m , [-], calcolato con la (11.265).

E la relativa energia mensile è pari a

$$Q_{S,gn,in,m} = \Phi_{S,gn,in,m} \cdot \Delta t \quad (11.267)$$

dove

$\Phi_{S,gn,in,m}$ è la potenza media mensile richiesta dalla pompa di calore al servizio S nel mese m , [kW], calcolata secondo la (11.266);

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

NOTA: Il vettore energetico impiegato è definito della tipologia di macchina considerata (vedasi paragrafo § 11.8.8.1.3).

Se l'intervallo di calcolo è il bin mensile, il valore del coefficiente di prestazione medio orario nel bin, che dipende dalle temperature della sorgente e del pozzo nel bin, oltre che del fattore di carico, viene calcolato, sempre come riportato al paragrafo § 11.8.8.14, con l'equazione (11.305), come:

$$COP_{bin,m} \equiv COP_{PL}(\theta_{h,bin}, \theta_{c,bin}) = COP_N(\theta_{h,bin}, \theta_{c,bin}) \cdot f_{COP}(FC_{bin}) \quad (11.268)$$

dove

$COP_{bin,m}$ è il coefficiente di prestazione dichiarato a carico parziale alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda nel generico bin del mese m , [-];

$COP_N(\theta_{h,bin}, \theta_{c,bin})$ è il coefficiente di prestazione dichiarato nominale (a potenza massima) alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda nel generico bin del mese m , [-], ricavato come riportato al paragrafo § 11.8.8.13.1;

$f_{COP}(FC_{bin})$ è il fattore correttivo che consente di passare dalla condizione di carico nominale a quella di carico parziale, funzione del fattore di carico utile nel generico bin del mese m , [-], ricavato come riportato al paragrafo § 11.8.8.14.

La potenza richiesta in ingresso alla pompa di calore nel generico bin del mese m è quindi calcolata come:

$$\Phi_{S,gn,in,bin,m} = \Phi_{S,gn,out,bin,m} / COP_{bin,m} \quad (11.269)$$

dove

$\Phi_{S,gn,out,bin,m}$ è la potenza termica fornita dalla pompa di calore al servizio S in nel generico bin del mese m, [kW], calcolata secondo la (11.263);

$COP_{bin,m}$ è il coefficiente di prestazione dichiarato a carico parziale alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda nel generico bin del mese m, [-], calcolato con la (11.268).

E la relativa energia richiesta dalla pompa di calore nel bin è pari a

$$Q_{S,gn,in,bin,m} = \Phi_{S,gn,in,bin,m} \cdot t_{bin,m} \quad (11.270)$$

dove

$\Phi_{S,gn,in,bin,m}$ è la potenza richiesta dalla pompa di calore al servizio S in nel generico bin del mese m, [kW], calcolata secondo la (11.269);

$t_{bin,m}$ è il numero di ore nel generico bin, [h].

11.8.8.8 Fattore energetico ausiliari, potenza e energia elettrica assorbita dagli ausiliari

Come indicato al paragrafo §11.8.8.1.3, l'energia elettrica degli ausiliari a bordo macchina può essere compresa o no nel coefficiente di prestazione dichiarato, in funzione della tipologia di macchina adottata. Per quelle tipologie che non la includono è stato definito il fattore energetico degli ausiliari, AEF_{dcl} , che consente di determinare quanta energia elettrica viene da questi assorbita nelle condizioni di funzionamento attuali normalizzate (consumi elettrici di pompe/ventilatori solo per coprire le perdite di carico al condensatore e all'evaporatore).

In ogni caso occorre determinare anche la quota parte di energia elettrica assorbita dagli ausiliari considerati virtualmente esterni e a quelli esterni ma attribuibili esclusivamente alla pompa di calore. Si considera tale:

- la quota parte di potenza elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina non inclusa nel COP dichiarato dal fabbricante o nell'AEF (per esempio la quota di potenza elettrica che eccede quella richiesta per la sola perdita di carico degli scambiatori);
- gli ausiliari non disposti a bordo macchina che alimentano i circuiti di estrazione di energia dalla sorgente fredda; nel caso di pompe di calore che utilizzano come fluido termovettore freddo acqua o miscela acqua anticongelante il circuito di estrazione si intende a partire dagli attacchi di ingresso e uscita dell'evaporatore e comprende quindi anche il circuito orizzontale di collegamento agli scambiatori;
- gli ausiliari relativi all'utenza come per esempio eventuali pompe primarie se non comprese nella distribuzione.

Nel Prospetto 11.XLVIII si forniscono indicazioni sugli ausiliari che alimentano i circuiti di estrazione di energia dalla sorgente fredda per le diverse tipologie della stessa.

Sorgente fredda	Estrazione energia da sorgente fredda	Ausiliari esterni di estrazione
-----------------	---------------------------------------	---------------------------------

Aria	Integrata nel sistema. Il COP comprende il fabbisogno di energia elettrica per l'estrazione.	Circuito canalizzato ausiliario con proprio ventilatore. Il fabbisogno elettrico è da considerare separatamente.
Acqua/miscela acqua - fluido anticongelante	Nel COP della pdc è compresa solo la potenza elettrica assorbita per compensare le perdite di carico nell'evaporatore.	Circuito idraulico ausiliario con propria pompa: il fabbisogno elettrico deve essere considerato separatamente. Circuito idraulico che sfrutta la pompa a corredo della macchina: deve essere considerato separatamente il fabbisogno per compensare le sole perdite di carico del circuito esterno.
Terreno/roccia	Integrata nel sistema (espansione diretta). Il COP comprende il fabbisogno di energia elettrica per l'estrazione.	Non presenti

Prospetto 11.XLVIII – Tipologie di impianti con sistemi di estrazione interni e/o esterni
(Fonte: UNI TS 11300-4:2012)

A titolo di esempio nella Figura 11.12 è riportato lo schema di sottosistema di estrazione geotermico con scambiatori verticali nel terreno e in Figura 11.13 di un sistema di estrazione da acqua di falda. Le perdite termiche di distribuzione orizzontale in Appendice J.

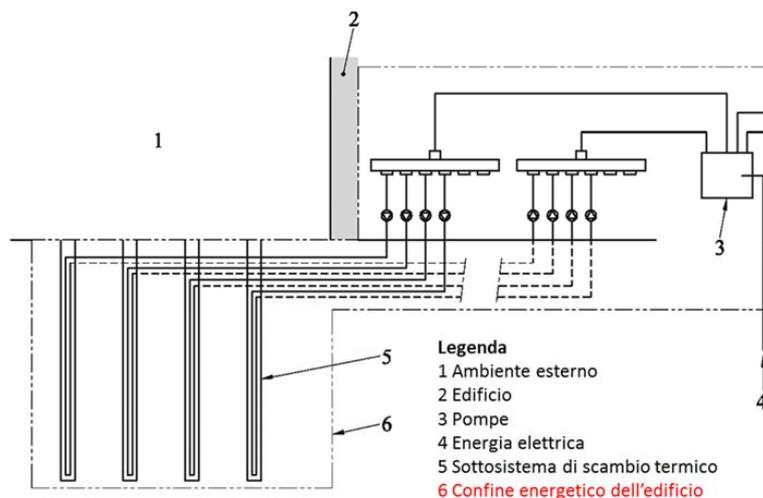


Figura 11.12 Sottosistema di estrazione geotermico con scambiatori verticali.

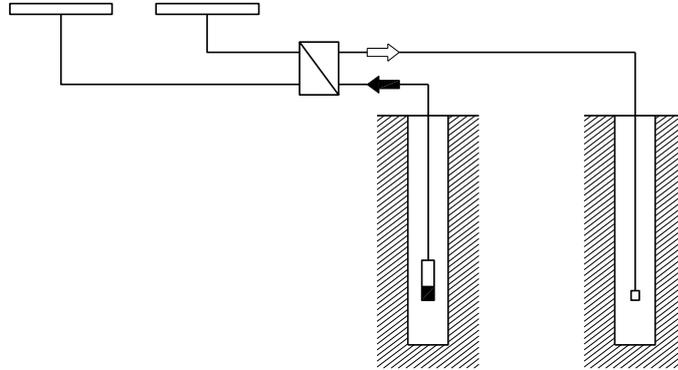


Figura 11.13 Sottosistema di estrazione geotermico da acqua di falda con scambiatore.

Occorre quindi determinare nell'intervallo di calcolo considerato, sia l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina virtualmente interni, sia quella assorbita dagli ausiliari a bordo macchina virtualmente esterni, che quella degli ausiliari esterni di uso asserviti in uso esclusivo alla pompa di calore.

Se l'intervallo di calcolo è il mensile, l'energia elettrica assorbita dalla/e pompe e/o ventilatori della pompa di calore considerati virtualmente interni alla pompa di calore che alimenta il servizio S, $W_{S,gn,aux,m}$, è data da:

$$W_{S,gn,aux,m} = \frac{Q_{S,gn,out,m}}{AEF_{S,m} (FC_{S,m})} \quad (11.271)$$

dove:

$AEF_{S,m}$ è il fattore energetico degli ausiliari relativo al servizio S nel mese m, [-], calcolato come riportato nel paragrafo § 11.8.8.14.3, ad esclusione delle pompe di calore a compressione di vapore azionate elettricamente per cui è identicamente nullo;

$FC_{S,m}$ è il fattore di carico termico utile dato dalla (11.256) relativo al servizio S, [-];

$Q_{S,gn,out,m}$ è l'energia termica fornita dalla pompa di calore al servizio S in nel generico bin del mese m, [kWh], calcolata secondo la (11.262)(11.263).

Mentre l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari virtualmente esterni alla macchina (cioè il cui assorbimento elettrico non è già considerato nel coefficiente di prestazione dichiarato), e/o esterni ma a questa associati, $W_{S,gn,aux,ve,m}$, si calcola come:

$$W_{S,gn,aux,ve,m} = \left(\sum_{i=1}^{N_{aux,ve}} \dot{W}_{gn,aux,N,i} + \sum_{i=1}^{N_{aux,e}} \dot{W}_{gn,aux,N,i} \right) \cdot FC_{S,m} \cdot \Delta t \quad (11.272)$$

dove:

$\dot{W}_{aux,i}$ è la potenza nominale dell'ausiliario i-esimo "esterno" alla pompa di calore, [kW];

$FC_{S,m}$ è il fattore di carico termico utile dato dalla (11.256) relativo al servizio S, [-];

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

$N_{aux,ve}$ è il numero di ausiliari virtualmente esterni presenti, [-];

$N_{aux,e}$ è il numero di ausiliari esterni ma associati alla pompa di calore presenti, [-].

L'energia elettrica complessivamente assorbita dagli ausiliari nel generico mese m è quindi data da:

$$W_{S,GN,aux,m} = W_{S,gn,aux,m} + W_{S,gn,aux,ve,m} \quad (11.273)$$

Se l'intervallo di calcolo è il bin mensile, l'energia elettrica assorbita dalla/e pompe e/o ventilatori della pompa di calore considerati virtualmente interni alla pompa di calore che alimenta il servizio S , $W_{S,gn,aux,bin,m}$, è data da:

$$W_{S,gn,aux,bin,m} = \frac{Q_{S,gn,out,bin,m}}{AEF_{S,bin,m} (FC_{S,bin,m})} \quad (11.274)$$

dove:

$AEF_{S,bin,m}$ è il fattore energetico degli ausiliari relativo al servizio S nel generico bin del mese m , [-], calcolato come riportato nel paragrafo § 11.8.8.14.3, ad esclusione delle pompe di calore a compressione di vapore azionate elettricamente per cui è identicamente nullo;

$FC_{S,bin,m}$ è il fattore di carico termico utile dato dalla (11.258) relativo al servizio S , [-];

$Q_{S,gn,out,bin,m}$ è l'energia termica fornita dalla pompa di calore al servizio S in nel generico bin del mese m , [kW], calcolata secondo la (11.264)(11.263).

Mentre l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari virtualmente esterni alla macchina (cioè il cui assorbimento elettrico non è già considerato nel coefficiente di prestazione dichiarato), e/o esterni ma a questa associati, $W_{S,gn,aux,ve,bin,m}$, si calcola come:

$$W_{S,gn,aux,ve,bin,m} = \left(\sum_{i=1}^{N_{aux,ve}} \dot{W}_{gn,aux,N,i} + \sum_{i=1}^{N_{aux,e}} \dot{W}_{gn,aux,N,i} \right) \cdot FC_{S,bin,m} \cdot t_{bin,m} \quad (11.275)$$

dove:

$\dot{W}_{aux,i}$ è la potenza nominale dell'ausiliario i -esimo "esterno" alla pompa di calore, [kW];

$FC_{S,bin,m}$ è il fattore di carico termico utile dato dalla (11.258) relativo al servizio S , [-];

$t_{bin,m}$ è il numero di ore nel generico bin, [h].

$N_{aux,ve}$ è il numero di ausiliari virtualmente esterni presenti, [-];

$N_{aux,e}$ è il numero di ausiliari esterni ma associati alla pompa di calore presenti, [-].

L'energia elettrica complessivamente assorbita dagli ausiliari nel generico bin del mese m è quindi data da:

$$W_{S,GN,aux,bin,m} = W_{S,gn,aux,bin,m} + W_{S,gn,aux,ve,bin,m} \quad (11.276)$$

11.8.8.9 Energie mensili (solo per i bin)

Se l'intervallo di calcolo è il bin mensile, la produzione di energia termica utile della pompa di calore per il servizio S è:

$$Q_{S,gn,out,m} = \sum_{bin=1}^{N_{bin,m}} Q_{S,gn,out,bin,m} \quad (11.277)$$

e il relativo fabbisogno di energia associato al servizio S è:

$$Q_{S,gnjn,m} = \sum_{bin=1}^{N_{bin,m}} Q_{S,gnjn,bin,m} \quad (11.278)$$

Analogamente, il fabbisogno complessivo degli ausiliari elettrici della pompa di calore associata al servizio S è:

$$W_{S,GN,auxp,m} = \sum_{bin=1}^{N_{bin,m}} W_{S,GN,auxp,bin,m} \quad (11.279)$$

mentre, il fabbisogno degli ausiliari elettrici "esterni" al condensatore della pompa di calore associata al servizio S è:

$$W_{S,gn,auxve,m} = \sum_{bin=1}^{N_{bin,m}} W_{S,gn,auxve,bin,m} \quad (11.280)$$

11.8.8.10 *Energia utile fornita, fattore di carico e coefficiente di prestazione effettivo medi mensili*

In entrambi i casi, intervallo mensile o bin mensile, l'energia termica utile effettivamente fornita dalla pompa di calore è, per la (11.190), pari a :

$$Q_{S,GN,outp} = Q_{S,gn,outn} + k_{pe,ve} \cdot W_{S,gn,auxve,m} \quad (11.281)$$

dove

$k_{pe,ve}$ è la frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato condensatore, assunta pari a 0,8;

$W_{S,gn,aux,ve,m}$ è il fabbisogno degli ausiliari elettrici "esterni" al condensatore della pompa di calore associata al servizio S, [kWh].

Da cui il fattore di carico medio mensile della pompa di calore associata al servizio S è:

$$FC_{S,m} = \frac{Q_{S,GN,outp}}{\Phi_{S,gn,out,N}(\theta_{h,m}; \theta_{c,m}) \cdot \Delta t} \quad (11.282)$$

dove

$Q_{S,GN,out,m}$ è l'energia termica fornita dalla pompa di calore al servizio S nel mese m, [kWh], data dalla (11.281);

$\Phi_{S,gn,out,N}$ è la potenza termica fornita dalla pompa di calore al servizio S in condizioni nominali alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda medie giornaliere medie mensili, [kW], determinata come riportato al paragrafo § 11.8.8.13;

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

Il coefficiente di prestazione effettivo medio mensile quantifica la prestazione della pompa di calore operante nel contesto attuale in cui si trova, definito dall'equazione (11.198), si calcola come:

$$COP_{GN,S,m} = \frac{Q_{S,GN,out,m}}{Q_{S,gn,in,m} + W_{S,gn,aux,m}} \quad (11.283)$$

dove

$Q_{S,GN,out,m}$ è l'energia termica fornita dalla pompa di calore al servizio S nel mese m, [kWh], data dalla (11.281);

$Q_{S,gn,in,m}$ è l'energia termica richiesta dalla pompa di calore al servizio S nel mese m, [kWh], data dalla (11.267) o dalla (11.278);

$W_{S,GN,aux,m}$ è l'energia termica richiesta dalla pompa di calore al servizio S nel mese m, [kWh], data dalla (11.273) o dalla (11.278).

11.8.8.11 Perdite recuperabili e recuperate

Le perdite recuperabili e recuperate si determinano solo per le pompe di calore per produzione di acqua calda sanitaria dotate di serbatoio di accumulo integrato (se il serbatoio di accumulo è esterno il calcolo è effettuato a livello del sottosistema di accumulo, paragrafo § 7.5) e solo se l'intervallo di calcolo considerato (il mese) ricade nel periodo di attivazione del riscaldamento o climatizzazione invernale.

Il calcolo si effettua su base mensile anche se l'intervallo di calcolo impiegato fosse il bin, utilizzando i valori medi giornalieri medi mensili delle variabili considerate.

L'energia termica utile recuperabile dal serbatoio di accumulo termico nel mese m, $Q_{W,s,rb,m}$, è data da:

$$Q_{W,s,rb,m} = K_S \cdot (\theta_{S,av} - \theta_a) \cdot \Delta t \quad (11.284)$$

dove

K_S è il coefficiente di dispersione dell'accumulo, [W/K];

$\theta_{S,av}$ è la temperatura media dell'accumulo termico, [°C], posta pari a 60 °C;

θ_a è la temperatura dell'ambiente in cui si trova l'accumulatore, [C];

Δt è l'intervallo il tempo di attivazione dell'impianto, assunto pari alla durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

Le perdite recuperate dipendono dal tipo di pompa di calore considerata:

- a) pompe di calore che prelevano energia dall'aria esterna, dal terreno o da sorgenti idrotermiche, poste in ambiente riscaldato:

$$Q_{W,sbin,rvd,m} = 0,8 \cdot Q_{W,sbin,rb,m} \quad (11.285)$$

- b) pompe di calore per la produzione di sola acqua calda sanitaria che prelevano energia dall'aria di ambienti interni riscaldati scaricandola all'esterno dopo averla raffreddata con l'evaporatore:

$$Q_{W,srvd,m} = Q_{W,srb,m} - Q_{C,m} \quad (11.286)$$

dove

$Q_{W,s,rb,m}$ è l'energia termica utile recuperabile dal serbatoio di accumulo termico, [kWh];

$Q_{C,m}$ è l'energia termica prelevata mensilmente dall'ambiente interno in cui è posto il condensatore della pompa di calore, [kWh], che si calcola come:

$$Q_{C,m} = 0,9 \cdot \rho_a c_a \cdot \dot{V}_{HP} \cdot (\theta_{S,av} - \theta_a) \cdot \Delta t \quad (11.287)$$

dove

$\rho_a c_a$ è la capacità termica volumica dell'aria, pari a 1.210 J/(m³K) a 20 °C;

\dot{V}_{HP} è la portata d'aria media giornaliera prelevata dall'ambiente per alimentare la pompa di calore, [m³/s];

$\theta_{S,av}$ è la temperatura media dell'accumulo termico, [°C], posta pari a 60 °C;

θ_a è la temperatura dell'ambiente in cui si trova l'accumulatore, [C].

In ogni altro caso e fuori dal periodo di riscaldamento le perdite recuperate sono nulle.

Le perdite recuperate (o nel secondo caso, la perdita recuperata netta o, se negativa, l'estrazione netta di energia termica dall'ambiente interno) vanno a ridurre (o accrescere) la richiesta di energia termica utile dell'edificio (paragrafo § 7.8).

11.8.8.12 Fabbisogno di energia termica utile di integrazione

Il fabbisogno di energia termica utile di integrazione per il generico servizio S nel mese m è determinato su base mensile indipendentemente dall'intervallo di tempo impiegato, ed è pari a:

$$Q_{S,int,m} = Q_{S,req,m} - Q_{S,gn,out,m} \quad (11.288)$$

dove

$Q_{S,req,m}$ è l'energia termica mensile richiesta alla pompa di calore della centrale X per il servizio S, [kWh], definita dalla (11.244);

$Q_{S,gn,out,m}$ è l'energia termica fornita dalla pompa di calore al servizio S in nel generico bin del mese m, [kWh], calcolata secondo la (11.262) nel caso di intervallo di calcolo mensile, o con la (11.277) nel caso di bin mensile(11.263).

Tale fabbisogno deve essere attribuito ad altri sottosistemi di generazione e il relativo consumo calcolato con i pertinenti metodi della presente specifica tecnica compreso il fabbisogno dei relativi ad ausiliari elettrici.

11.8.8.13 Determinazione delle prestazioni a pieno carico in condizioni diverse da quelle dichiarate

Le prestazioni delle pompe di calore sono determinate secondo norme specifiche in condizioni di prova che possono essere molto diverse dalle reali condizioni di esercizio, sia quando sono utilizzate a carico parziale che a pieno carico.

Per determinare le prestazioni a pieno carico in condizioni diverse da quelle dichiarate si interpola linearmente tra i dati dichiarati, e, nel caso del coefficiente di prestazione, con ricorso al rendimento di secondo principio.

11.8.8.13.1 Coefficiente di prestazione a pieno carico in condizioni diverse da quelle dichiarate

Nel caso di temperature di pozzo caldo, $\theta_{h,x}$, e di sorgente fredda, $\theta_{c,y}$, comprese tra le coppie $(\theta_{h1}, \theta_{h2})$ e $(\theta_{c1}, \theta_{c2})$ per le quali si hanno i valori del coefficiente di prestazione forniti dal costruttore, cioè:

$$\begin{aligned} \theta_{h,1} &\leq \theta_{h,x} \leq \theta_{h,2} \\ \theta_{c,1} &\leq \theta_{c,y} \leq \theta_{c,2} \end{aligned} \quad (11.289)$$

il coefficiente di prestazione a $(\theta_{h,x}, \theta_{c,y})$, si calcola interpolando prima il rendimento di secondo principio rispetto alla temperatura o della sorgente fredda o del pozzo caldo o di ambedue, a seconda della necessità, e poi ricavando da questo il coefficiente di prestazione nella condizioni desiderata.

Nel caso indicato di temperature di pozzo caldo, $\theta_{h,x}$, e di sorgente fredda, $\theta_{c,y}$, comprese tra le coppie $(\theta_{h1}, \theta_{h2})$ e $(\theta_{c1}, \theta_{c2})$, il rendimento di 2° principio si calcola come:

$$\begin{aligned} \eta_{II}(\theta_{h,x}, \theta_{c,1}) &= \eta_{II}(\theta_{h,1}, \theta_{c,1}) + \frac{\eta_{II}(\theta_{h,2}, \theta_{c,1}) - \eta_{II}(\theta_{h,1}, \theta_{c,1})}{\theta_{h,2} - \theta_{h,1}} \cdot (\theta_{h,x} - \theta_{h,1}) \\ \eta_{II}(\theta_{h,x}, \theta_{c,2}) &= \eta_{II}(\theta_{h,1}, \theta_{c,2}) + \frac{\eta_{II}(\theta_{h,2}, \theta_{c,2}) - \eta_{II}(\theta_{h,1}, \theta_{c,2})}{\theta_{h,2} - \theta_{h,1}} \cdot (\theta_{h,x} - \theta_{h,1}) \\ \eta_{II}(\theta_{h,x}, \theta_{c,y}) &= \eta_{II}(\theta_{h,x}, \theta_{c,1}) + \frac{\eta_{II}(\theta_{h,x}, \theta_{c,2}) - \eta_{II}(\theta_{h,x}, \theta_{c,1})}{\theta_{c,2} - \theta_{c,1}} \cdot (\theta_{c,y} - \theta_{c,1}) \end{aligned} \quad (11.290)$$

dove:

- $\eta(\theta_{h,x}, \theta_{c,y})$ è il rendimento di 2° principio alle temperature previste di esercizio, [-];
- $\eta(\theta_{h,1}, \theta_{c,1})$ è il rendimento di 2° principio alle temperature $(\theta_{h1}, \theta_{c1})$, [-];
- $\eta(\theta_{h,2}, \theta_{c,1})$ è il rendimento di 2° principio alle temperature $(\theta_{h2}, \theta_{c1})$, [-];
- $\eta(\theta_{h,1}, \theta_{c,2})$ è il rendimento di 2° principio alle temperature $(\theta_{h1}, \theta_{c2})$, [-];
- $\eta(\theta_{h,2}, \theta_{c,2})$ è il rendimento di 2° principio alle temperature $(\theta_{h2}, \theta_{c2})$, [-].

Il rendimento di secondo principio è il rapporto fra il coefficiente di prestazione effettivo, COP, della pompa di calore ed il coefficiente di prestazione teorico (massimo valore possibile), COP_{max} , calcolato con le medesime temperature di sorgente fredda e del pozzo caldo di quello effettivo, indipendentemente dalle specializzazioni del COP, cioè:

$$\eta_{II} = \frac{COP(\theta_h, \theta_c)}{COP_{max}(\theta_h, \theta_c)} \quad (11.291)$$

Di contro il COP_{max} teorico è diverso a seconda della tecnologia di pompa di calore.

Per le pompe di calore a compressione di vapore è infatti dato da:

$$\text{COP}_{\text{maxvc}} = (\theta_h + 273,15) / (\theta_h - \theta_c) \quad (11.292)$$

dove

θ_c è la temperatura della sorgente fredda, [°C];

θ_h è la temperatura del pozzo caldo (mandata della pompa di calore), [°C].

mentre per le pompe di calore ad assorbimento è dato da:

$$\text{COP}_{\text{max,ass}} = \frac{\theta_h + 273,15}{\theta_{\text{gen,in}} + 273,15} \cdot \frac{\theta_{\text{gen,in}} - \theta_c}{\theta_h - \theta_c} \quad (11.293)$$

dove:

$\theta_{\text{gen,in}}$ è la temperatura del generatore della pompa di calore ad assorbimento, [°C], che in assenza di dati dichiarati dal costruttore si assume pari a 200 °C per le macchine acqua-ammoniaca e 150 °C per quelle a bromuro di litio-acqua.

Il rendimento di secondo principio, noto il COP effettivo per determinate temperature di pozzo e sorgente (θ_h, θ_c) relativo alla tecnologia considerata, si calcola come:

$$\eta_{\text{II,vc}}(\theta_h, \theta_c) = \frac{\theta_h - \theta_c}{\theta_h + 273,15} \cdot \text{COP}_{\text{vc}}(\theta_h, \theta_c) \quad (11.294)$$

$$\eta_{\text{II,ass}}(\theta_h, \theta_c) = \frac{\theta_{\text{gen,in}} + 273,15}{\theta_h + 273,15} \cdot \frac{\theta_h - \theta_c}{\theta_{\text{gen,in}} - \theta_c} \cdot \text{COP}_{\text{ass}}(\theta_h, \theta_c) \quad (11.295)$$

Una volta noto il rendimento di 2° principio nelle condizioni ($\theta_{h,x}, \theta_{c,y}$) previste di esercizio, il coefficiente di prestazione, per la tecnologia considerata (compressione di vapore o assorbimento), si calcola come:

$$\text{COP}_{\text{vc}}(\theta_{h,x}, \theta_{c,y}) = \frac{\theta_{h,x} + 273,15}{\theta_{h,x} - \theta_{c,y}} \cdot \eta_{\text{II,vc}}(\theta_{h,x}, \theta_{c,y}) \quad (11.296)$$

$$\text{COP}_{\text{ass}}(\theta_{h,x}, \theta_{c,y}) = \frac{\theta_{h,x} + 273,15}{\theta_{\text{gen,in}} + 273,15} \cdot \frac{\theta_{\text{gen,in}} - \theta_{c,y}}{\theta_{h,x} - \theta_{c,y}} \cdot \eta_{\text{II,ass}}(\theta_{h,x}, \theta_{c,y}) \quad (11.297)$$

Nel caso di temperature di pozzo caldo, $\theta_{h,x}$, e di sorgente fredda, $\theta_{c,y}$, non comprese tra le coppie (θ_{h1}, θ_{h2}) e (θ_{c1}, θ_{c2}), minime e massime, per le quali si hanno i valori del coefficiente di prestazione forniti dal costruttore, cioè:

$$\begin{aligned} \theta_{h,1} - 5\text{K} \leq \theta_{h,x} < \theta_{h,1} & \quad \text{o} \quad \theta_{h,2} + 5\text{K} \geq \theta_{h,x} > \theta_{h,2} \\ \theta_{c,1} - 5\text{K} < \theta_{c,y} < \theta_{c,1} & \quad \text{o} \quad \theta_{c,2} + 5\text{K} \geq \theta_{c,y} > \theta_{c,2} \end{aligned} \quad (11.298)$$

il coefficiente di prestazione a ($\theta_{h,x}, \theta_{c,y}$), si calcola, se e solo se si ha uno scostamento massimo di 5 K sul valore limite di temperatura, tramite il calcolo del rendimento di secondo principio pari al caso più vicino fornito dal fabbricante preso costante, cioè:

$$\text{COP}_{\text{vc}}(\theta_{h,x}, \theta_{c,y}) \cong \text{COP}_{\text{vc}}(\theta_{h,xi}, \theta_{c,yi}) = \frac{\theta_{h,xi} + 273,15}{\theta_{h,xi} - \theta_{c,yi}} \cdot \eta_{\text{II,vc}}(\theta_{h,xi}, \theta_{c,yi}) \quad (11.299)$$

$$COP_{ass}(\theta_{h,x}, \theta_{c,y}) \cong COP_{ass}(\theta_{h,xl}, \theta_{c,yl}) = \frac{\theta_{h,xl} + 273,15}{\theta_{gen,jn} + 273,15} \cdot \frac{\theta_{gen,jn} - \theta_{c,yl}}{\theta_{hl,x} - \theta_{c,yl}} \cdot \eta_{II,ass}(\theta_{h,xl}, \theta_{c,yl}) \quad (11.300)$$

dove

$\theta_{c,yl}$ è la temperatura della sorgente fredda per cui si hanno i dati del costruttore più prossima a $\theta_{c,y}$, [°C];

$\theta_{hx,l}$ è la temperatura del pozzo caldo per cui si hanno i dati del costruttore più prossima a $\theta_{h,x}$, [°C].

11.8.8.13.2 Potenza termica utile a pieno carico in condizioni diverse da quelle dichiarate

Nel caso di temperature di pozzo caldo, $\theta_{h,x}$, e di sorgente fredda, $\theta_{c,y}$, comprese tra le coppie $(\theta_{h1}, \theta_{h2})$ e $(\theta_{c1}, \theta_{c2})$ per le quali si hanno i valori delle potenze termiche utili forniti dal costruttore, cioè:

$$\begin{aligned} \theta_{h,1} &\leq \theta_{h,x} \leq \theta_{h,2} \\ \theta_{c,1} &\leq \theta_{c,y} \leq \theta_{c,2} \end{aligned} \quad (11.301)$$

la potenza termica utile a $(\theta_{h,x}, \theta_{c,y})$, si calcola interpolando linearmente tra le potenze date per le coppie $(\theta_{h1}, \theta_{h2})$ e $(\theta_{c1}, \theta_{c2})$ rispetto alla temperatura o della sorgente fredda o del pozzo caldo o di ambedue, a seconda della necessità; cioè

$$\begin{aligned} \Phi_{gn,out}(\theta_{h,x}, \theta_{c,1}) &= \Phi_{gn,out}(\theta_{h,1}, \theta_{c,1}) + \frac{\Phi_{gn,out}(\theta_{h,2}, \theta_{c,1}) - \Phi_{gn,out}(\theta_{h,1}, \theta_{c,1})}{\theta_{h,2} - \theta_{h,1}} \cdot (\theta_{h,x} - \theta_{h,1}) \\ \Phi_{gn,out}(\theta_{h,x}, \theta_{c,2}) &= \Phi_{gn,out}(\theta_{h,1}, \theta_{c,2}) + \frac{\Phi_{gn,out}(\theta_{h,2}, \theta_{c,2}) - \Phi_{gn,out}(\theta_{h,1}, \theta_{c,2})}{\theta_{h,2} - \theta_{h,1}} \cdot (\theta_{h,x} - \theta_{h,1}) \\ \Phi_{gn,out}(\theta_{h,x}, \theta_{c,y}) &= \Phi_{gn,out}(\theta_{h,x}, \theta_{c,1}) + \frac{\Phi_{gn,out}(\theta_{h,x}, \theta_{c,2}) - \Phi_{gn,out}(\theta_{h,x}, \theta_{c,1})}{\theta_{c,2} - \theta_{c,1}} \cdot (\theta_{c,y} - \theta_{c,1}) \end{aligned} \quad (11.302)$$

dove:

$\Phi_{gn,out}(\theta_{h,x}, \theta_{c,y})$ è la potenza termica utile alle temperature previste di esercizio, [W];

$\Phi_{gn,out}(\theta_{h,1}, \theta_{c,1})$ è la potenza termica utile alle temperature $(\theta_{h1}, \theta_{c1})$, [W];

$\Phi_{gn,out}(\theta_{h,2}, \theta_{c,1})$ è la potenza termica utile alle temperature $(\theta_{h2}, \theta_{c1})$, [W];

$\Phi_{gn,out}(\theta_{h,1}, \theta_{c,2})$ è la potenza termica utile alle temperature $(\theta_{h1}, \theta_{c2})$, [W];

$\Phi_{gn,out}(\theta_{h,2}, \theta_{c,2})$ è la potenza termica utile alle temperature $(\theta_{h2}, \theta_{c2})$, [W].

Nel caso di temperature di pozzo caldo, $\theta_{h,x}$, e di sorgente fredda, $\theta_{c,y}$, non comprese tra le coppie $(\theta_{h1}, \theta_{h2})$ e $(\theta_{c1}, \theta_{c2})$, minime e massime, per le quali si hanno i valori del potenza termica utile forniti dal costruttore, cioè:

$$\begin{aligned} \theta_{h,1} - 5K &\leq \theta_{h,x} < \theta_{h,1} & \text{o} & \theta_{h,2} + 5K \geq \theta_{h,x} > \theta_{h,2} \\ \theta_{c,1} - 5K &< \theta_{c,y} < \theta_{c,1} & \text{o} & \theta_{c,2} + 5K \geq \theta_{c,y} > \theta_{c,2} \end{aligned} \quad (11.303)$$

il potenza termica utile a $(\theta_{h,x}, \theta_{c,y})$, si calcola, se e solo se si ha uno scostamento massimo di 5 K sul valore limite di temperatura, tramite assunzione del valore al caso più vicino fornito dal fabbricante preso costante, cioè:

$$\Phi_{gn,out}(\theta_{h,x}, \theta_{c,y}) \cong \Phi_{gn,out}(\theta_{h,x,l}, \theta_{c,y,l}) \quad (11.304)$$

dove

$\theta_{c,y,l}$ è la temperatura della sorgente fredda per cui si hanno i dati del costruttore più prossima a $\theta_{c,y}$, [°C];

$\theta_{h,x,l}$ è la temperatura del pozzo caldo per cui si hanno i dati del costruttore più prossima a $\theta_{h,x}$, [°C].

11.8.8.14 Determinazione delle prestazioni a carico ridotto

Con fattore di carico termico utile FC minore di 1, ossia quando la potenza termica richiesta è minore della potenza massima che la pompa di calore può fornire, il coefficiente di prestazione varia rispetto al suo valore nominale. Per determinare il valore del coefficiente di prestazione a carico parziale si impiega un fattore correttivo, f_{COP} , moltiplicativo del valore nominale, cioè:

$$COP_{PL}(\theta_{h,x}, \theta_{c,y}) = COP_N(\theta_{h,x}, \theta_{c,y}) \cdot f_{COP}(FC) \quad (11.305)$$

dove

$COP(\theta_{h,x}, \theta_{c,y})$ è il coefficiente di prestazione a carico parziale alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda nelle effettive condizioni di esercizio, [-];

$COP_N(\theta_{h,x}, \theta_{c,y})$ è il coefficiente di prestazione nominale (a potenza massima) alle temperature di pozzo caldo e sorgente fredda nelle effettive condizioni di esercizio, [-];

f_{COP} è il fattore correttivo che consente di passare dalla condizione di carico nominale a quella di carico parziale, funzione del fattore di carico utile, [-].

Tale fattore correttivo, f_{COP} , può essere determinato:

- in base ad una elaborazione di dati su f_{COP} forniti dal fabbricante, per interpolazione lineare;
- in base a modelli di calcolo di seguito riportati quando tali dati non siano forniti o sia fornito il coefficiente di degradazione del ciclo (C_d o C_c).

Per determinare il valore del fattore energetico degli ausiliari a carico parziale si impiega un fattore correttivo, f_{AEF} , moltiplicativo del valore nominale, cioè:

$$AEF_{PL} = AEF_N \cdot f_{AEF}(FC) \quad (11.306)$$

dove:

AEF_N è il fattore energetico degli ausiliari in condizioni nominali (potenza erogata massima) della pompa di calore [-];

f_{AEF} è il fattore di correzione dell' AEF_N che tiene conto della variazione del AEF al variare del fattore di carico utile FC, [-].

FC è il fattore di carico utile della macchina nelle condizioni di temperatura a cui sono riferite le prestazioni a carico parziale, [-].

Tale fattore correttivo, f_{AEF} , può essere determinato:

- in base ad una elaborazione di dati su f_{AEF} forniti dal fabbricante, per interpolazione lineare;
- in base al modello di calcolo di seguito riportato quando tali dati non siano forniti.

11.8.8.14.1 Fattore correttivo del COP in base al fattore di carico per pompe di calore a compressione di vapore ad azionamento elettrico

(1) Per le pompe di calore a potenza fissa con funzionamento "on/off" si utilizzano le seguenti equazioni:

Pompe di calore aria/aria, antigelo/aria, acqua/aria:

$$f_{\text{COP}} = \frac{\text{COP}_{\text{PL}}}{\text{COP}_{\text{N}}} = (1 - C_d) \cdot (1 - \text{FC}) \quad (11.307)$$

cioè:

$$\text{COP}_{\text{PL}} = \text{COP}_{\text{N}} \cdot (1 - C_d) \cdot (1 - \text{FC}) \quad (11.308)$$

Pompe di calore aria/acqua, antigelo/acqua, acqua/acqua:

$$f_{\text{COP}} = \frac{\text{COP}_{\text{PL}}}{\text{COP}_{\text{N}}} = \frac{\text{FC}}{C_c \cdot \text{FC} + (1 - C_c)} \quad (11.309)$$

cioè:

$$\text{COP}_{\text{PL}} = \frac{\text{COP}_{\text{N}} \cdot \text{FC}}{C_c \cdot \text{FC} + (1 - C_c)} \quad (11.310)$$

dove:

COP_{PL} è il COP a carico parziale, [-];

COP_{N} è il COP nominale (a pieno carico) dichiarato nelle condizioni di temperatura a cui sono riferite le prestazioni a carico parziale, [-];

C_c è il fattore dichiarato di degradazione della prestazione per effetto della pendolazione nelle pompe di calore aria/acqua o acqua/ acqua o antigelo/acqua; in mancanza di tale dato si assume 0,9, [-];

C_d è il fattore dichiarato di degradazione della prestazione per effetto della pendolazione nelle pompe di calore aria/aria o acqua/aria o antigelo/aria; in mancanza di tale dato si assume 0,25, [-];

FC è il fattore di carico utile della macchina nelle condizioni di temperatura a cui sono riferite le prestazioni a carico parziale, [-].

(2) Per le pompe di calore con funzionamento a gradini come si utilizzano le stesse equazioni del punto (1), operando nel seguente modo:

- si determina il punto di funzionamento più vicino al carico termico richiesto che il controllo di potenza dell'unità è in grado di raggiungere per le assegnate temperature di sorgente fredda e pozzo caldo; se la differenza tra il carico termico richiesto e la potenza termica erogabile è all'interno del 10% (ad esempio tra 9,9 kW e 8,1 kW per un carico termico richiesto 9 kW), si assume che la potenza erogata sia pari a quella richiesta, che il fattore di carico effettivo sia quello richiesto, e si assume quale f_{COP} quello calcolato in tali condizioni con le formule del punto (1);

- se la condizione precedente non è rispettata, si determinano i due punti di funzionamento più prossimi al carico termico richiesto, quello con potenza termica erogata subito inferiore e quello subito superiore, raggiungibili dal sistema di controllo alle temperature di sorgente fredda e pozzo caldo assegnate; si i fattori di carico effettivi e si determinano i fattori di correzione f_{COP} in tali due punti tramite le equazioni del punto (1); il fattore f_{COP} al carico richiesto è quindi determinato per interpolazione lineare tra i valori ottenuti nei due punti di funzionamento limitrofi in funzione della potenza termica richiesta; cioè:

- o nota la potenza termica richiesta, dalla (11.261) o dalla (11.263),:

$$\Phi_{req} = \Phi_{S,gn,out,m} \quad \text{o} \quad \Phi_{req} = \Phi_{S,gn,out,bin,m} \quad (11.311)$$

- o si determinano i punti di funzionamento 1 e 2 tali che:

$$\Phi_{HPpl,out,1}(\theta_h; \theta_c) < \Phi_{req} < \Phi_{HPpl,out,2}(\theta_h; \theta_c) \quad (11.312)$$

- o si determinano i fattori di carico effettivi nei due punti:

$$\begin{aligned} FC_1 &= \Phi_{req} / \Phi_{HPpl,out,1}(\theta_h; \theta_c) \\ FC_2 &= \Phi_{req} / \Phi_{HPpl,out,2}(\theta_h; \theta_c) \end{aligned} \quad (11.313)$$

- o si determinano i fattori f_{COP} con le equazioni del punto 1 e si interpola linearmente:

$$f_{COP} = f_{COP}(FC_1) + \frac{f_{COP}(FC_2) - f_{COP}(FC_1)}{\Phi_{HPpl,out,2}(\theta_h; \theta_c) - \Phi_{HPpl,out,1}(\theta_h; \theta_c)} (\Phi_{req} - \Phi_{HPpl,out,1}(\theta_h; \theta_c)) \quad (11.314)$$

- se il più piccolo intervallo di controllo sulla potenza termica dell'unità è superiore al carico termico richiesto, il fattore di correzione viene calcolato come per le unità con funzionamento ON-OFF (punto 1).

- (3) Per le pompe di calore a potenza variabile, in mancanza di dati misurati del fattore correttivo in funzione del fattore di carico, si assume un coefficiente correttivo pari a 1 sino al fattore di carico $FC = 0,5$ (o sino al valore minimo di modulazione se questo è diverso da 0,5) e al di sotto di tale valore FC si procede come al punto 1.

11.8.8.14.2 Fattore correttivo del COP in base al fattore di carico per pompe di calore ad assorbimento alimentate a gas

Il coefficiente di prestazione delle pompe di calore ad assorbimento alimentate a gas (con combustore a bordo macchina) è il GUE (Gas Utilization Efficiency) e il suo valore in condizioni di carico parziale viene calcolato analogamente al caso delle pompe di calore a compressione di vapore tramite un fattore correttivo funzione del fattore di carico, cioè:

$$GUE_{PL} = GUE_N \cdot f_{GUE} \quad (11.315)$$

dove:

GUE_{PL} è l'efficienza corretta per tener conto del funzionamento a carico parziale;

GUE è l'efficienza a pieno carico delle pompe di calore ad assorbimento;

f_{GUE} è il coefficiente correttivo legato al fattore di carico FC. I valori del coefficiente f_{GUE} sono ricavabili dai dati a carico parziale dichiarati dal fabbricante secondo le norme pertinenti o direttamente indicati; in assenza di tali dati è possibile utilizzare i valori del Prospetto 11.XLIX e del Prospetto 11.L.

FC	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
f_{GUE}	0,68	0,77	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,99	1	1

Prospetto 11.XLIX – Coefficiente f_{GUE} per unità ad assorbimento on/off
(Fonte: UNI TS 11300-4:2012)

FC	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
f_{GUE}	0,72	0,81	0,88	0,93	0,97	0,99	1	1	1	1

Prospetto 11.L – Coefficiente f_{GUE} per unità ad assorbimento modulanti
(Fonte: UNI TS 11300-4:2012)

11.8.8.14.3 Fattore correttivo del AEF

Il fattore correttivo del fattore energetico degli ausiliari delle pompe di calore, f_{AEF} , in assenza di specifici dati dichiarati dal costruttore, può essere determinato tramite la seguente relazione:

$$f_{AEF}(FC) = \frac{AEF_{dcl}}{AEF_N} = \frac{\Phi_{gn,out}}{\dot{W}_{gn,aux}} \cdot \frac{\dot{W}_{gn,aux,N}}{\Phi_{gn,out,N}} = FC \cdot \frac{\dot{W}_{gn,aux,N}}{\dot{W}_{gn,aux}} \quad (11.316)$$

dove

$\dot{W}_{gn,aux,N}$ è la potenza elettrica assorbita dagli ausiliari in condizioni di funzionamento nominali, [W];

$\dot{W}_{gn,aux}$ è la potenza elettrica media assorbita dagli ausiliari in condizioni di carico parziale, [W].

Se tali dati non sono noti si può assumere per:

- pompe di calore con ausiliari ad assorbimento elettrico costante durante l'intervallo di calcolo:

$$f_{AEF} = FC \quad (11.317)$$

dove:

FC è il fattore di carico utile della macchina nelle condizioni di temperatura a cui sono riferite le prestazioni a carico parziale, [-];

- pompe di calore con ausiliari ad assorbimento elettrico variabile in modo proporzionale al fattore di carico (controllo ON/OFF o ad inverter):

$$f_{AEF} = 1 \quad (11.318)$$

11.8.9 Generatore solare termico

I generatori solari termici possono essere suddivisi in due tipologie:

- impianti solari termici di preriscaldamento o sistemi solo solare termico;
- impianti solari termici con sistema supplementare di generazione.

I primi non comprendono un sistema ausiliario integrato di riscaldamento o post-riscaldamento del fluido termovettore, mentre i secondi lo comprendono (resistenza elettrica, caldaia a gas integrata nell'accumulo solare, ecc.) e a loro volta si suddividono in due diverse tipologie: con ausiliario che fornisce energia all'accumulo termico solare, con ausiliario che integra la richiesta di energia a valle dell'accumulo termico solare.

Inoltre i generatori solari sono distinti in due categorie in funzione del tipo di fluido termovettore impiegato:

- impianti ad acqua;
- impianti ad aria.

Nel caso di un impianto ad acqua, il circuito solare comprende almeno i seguenti componenti

- collettori solari termici;
- serbatoio di accumulo;
- circuito primario tra collettori e serbatoio;
- pompa di circolazione;
- dispositivi di regolazione;
- dispositivi di controllo e di sicurezza.

Nel caso di un impianto ad aria, il circuito solare comprende almeno i seguenti componenti

- collettori solari termici;
- ventilatore di circolazione;
- dispositivi di regolazione;
- dispositivi di controllo e di sicurezza.

Per gli impianti ad aria il sistema di accumulo non è una condizione necessaria per il loro funzionamento, così come per gli impianti ad acqua.

La produzione di energia termica da parte del generatore solare è calcolata come riportato al paragrafo § 11.5.2.2, una volta calcolati le frazioni solari per servizio reso.

11.8.9.1 Fabbisogno applicato al generatore solare

Per il calcolo della frazione solare di un sistema solare termico occorre conoscere la quantità di energia termica richiesta alla centrale termica X per la copertura del servizio S, quantità che sarà coperta solo in parte dal generatore solare (la frazione solare). Si indica quindi con il termine "fabbisogno termico applicato al generatore solare", $Q_{STG,req}$, tale richiesta complessiva che non verrà sicuramente soddisfatta, ma necessaria al metodo per il calcolo. Tale richiesta complessiva va poi suddivisa per servizio, come:

$$Q_{STG,req} = Q_{H,STG,req} + Q_{HA,STG,req} + Q_{W,STG,req} \quad (11.319)$$

dove

$Q_{STG,req}$ è l'energia termica complessivamente richiesta mensilmente per la copertura dei servizi di, [kWh];

$Q_{H,STG,req}$ è l'energia termica richiesta mensilmente per la copertura del servizio riscaldamento, [kWh];

$Q_{HA,STG,req}$ è l'energia termica richiesta mensilmente per la copertura del servizio climatizzazione invernale [kWh];

$Q_{W,STG,req}$ è l'energia termica richiesta mensilmente per la copertura del servizio acqua calda sanitaria, [kWh].

In particolare è:

$$Q_{S,STG,req} = Q_{X,S,g,net} \quad (11.320)$$

dove

$Q_{X,S,g,net}$ è la richiesta termica netta al sottosistema di generazione X per il servizio S, equazione (11.54), [kWh];

S indice del servizio: riscaldamento (H) e/o climatizzazione invernale (HA) e/o acqua calda sanitaria (W).

Le quote richieste sono determinate dal progetto impiantistico in particolare dalla ripartizione delle richieste di servizio tra più centrali e/o più generatori.

Ai fini del calcolo, la superficie di apertura del campo solare dei collettori viene suddivisa in due parti: una relativa alla produzione di energia termica per il solo servizio riscaldamento e/o climatizzazione invernale, proporzionale alla quantità riportata in (11.321), e una relativa alla sola produzione di ACS e proporzionale alla quantità riportata in (11.322).

$$P_H = \frac{Q_{H,STG,req} + Q_{HA,STG,req}}{Q_{STG,req}} \quad (11.321)$$

$$P_W = \frac{Q_{W,STG,req}}{Q_{STG,req}} \quad (11.322)$$

dove:

P_H fattore di ripartizione dell'area di apertura del campo di collettori, [-];

P_W fattore di ripartizione dell'area di apertura del campo di collettori, [-].

11.8.9.2 Frazione solare per sistemi solari ad acqua

La generica frazione solare, cioè la quota di energia mensilmente fornita dal sistema solare rispetto alla domanda complessiva del servizio S, del generatore solare della centrale X, è calcolata con la seguente relazione:

$$SF_{X,S} = a \cdot Y_S + b \cdot X_S + c \cdot Y_S^2 + d \cdot X_S^2 + e \cdot Y_S^3 + f \cdot X_S^3 \quad (11.323)$$

dove:

a,b,c,d,e sono i coefficienti di correlazione riportati nel Prospetto 11.LI, [-];

f è il coefficiente di correlazione non nullo solo nel caso in cui l'impianto solare termico riscaldi direttamente un sistema a pannelli radianti a pavimento (Prospetto), [-];

X,Y sono fattori adimensionali definiti rispettivamente al § 11.8.9.3 e al § 11.8.9.7., [-];

X è l'indice di tipo di centrale (H,C o HP), [-].

S indice del servizio, H= riscaldamento, HA= climatizzazione invernale, W= acqua calda sanitaria, [-].

La frazione solare SF non può ne essere negativa, ne superare l'unità. Cioè deve comunque esser sempre:

$$0 \leq SF_{X,S} \leq 1 \quad (11.324)$$

Nel caso in cui siano compresenti sia il servizio riscaldamento sia il servizio climatizzazione invernale, entrambi serviti dal generatore solare, si assume che siano in perfetto parallelo e le relative frazioni solari si calcolano come segue:

1. si calcola il fattore di ripartizione dell'area di apertura del campo di collettori, P_H , come dato dalla (11.321), per la richiesta complessiva del riscaldamento e la climatizzazione invernale, P_{H+HA} ;
2. si determina la relativa frazione solare, $SF_{X,H+HA}$, come data dalla (11.323);
3. si suddivide tale frazione solare tra i due servizi come segue:

$$SF_{X,H} = SF_{X,H+HA} \frac{Q_{H,STG,req}}{Q_{H,STG,req} + Q_{HA,STG,req}} \quad (11.325)$$

$$SF_{X,HA} = SF_{X,H+HA} \frac{Q_{HA,STG,req}}{Q_{H,STG,req} + Q_{HA,STG,req}}$$

La somma della frazioni solari relativi ai diversi servizi resi dallo stesso generatore deve essere:

$$\sum_{S=1}^{N_S} SF_{X,S} \leq 1 \quad (11.326)$$

Coefficienti di correlazione	Tipologia impianto di riscaldamento ad energia solare	
	Accumulo ad acqua: il campo solare è collegato ad un accumulo	Accumulo ad acqua: il campo solare è direttamente collegato all'impianto a pavimento che si comporta sia come accumulo che come scambiatore di calore
a	1,029	0,863
b	-0,065	-0,147
c	-0,245	-0,263
d	0,0018	0,008
e	0,0215	0,029
f	0	0,025

Prospetto 11.LI – Coefficienti di correlazione da applicare per il calcolo del contributo energetico mensile dovuto all’impianto solare termico.
(Fonte: UNI TS 11300-4)

11.8.9.3 Determinazione del coefficiente X

Il valore del fattore adimensionale X è determinato, per il generico servizio S dalla seguente relazione:

$$X_S = \frac{A \cdot P_S \cdot U_{loop} \cdot \eta_{loop} \cdot (\theta_{ref} - \theta_e) \cdot f_{ST} \cdot \Delta t}{Q_{S,STG,req}} \quad (11.327)$$

dove:

- A è la superficie di apertura del campo solare in accordo con la norma EN 12975-2, [m²];
- P_S è il coefficiente di ripartizione della superficie di apertura del campo solare in riferimento al servizio di riscaldamento, definito dalla (11.321) e (11.322);
- U_{loop} è il coefficiente di perdita energetica del circuito del collettore, si veda la (11.330), [W/m²K];
- η_{loop} è l’efficienza del circuito comprendente collettori, circolatore, tubazioni e scambiatore di calore, assunto, in assenza di dati di progetto, pari a 0,8, [-]; nel caso siano invece disponibili i seguenti dati forniti dal costruttore si calcola come segue:

$$\eta_{loop} = 1 - \Delta\eta$$

$$\Delta\eta = (\eta_0 \cdot A \cdot a_1) / (U_{st})_{hx} \quad (11.328)$$

con

- η₀ rendimento del collettore a perdite nulle, [-];
- A è l’area di apertura del collettore, [m²];
- a₁ coefficiente di primo ordine di dispersione del collettore, [W/m²K];
- (U_{st})_{hx} coefficiente di scambio termico dello scambiatore di calore, [W/K];
- θ_{ref} è la temperatura di riferimento che varia a seconda dell’uso e del tipo di accumulo utilizzato dal sistema, si veda § 11.8.9.6, [°C];
- θ_e è il valore medio mensile della temperatura media giornaliera esterna, si veda § 3.3.5.1, [°C];
- f_{ST} è il coefficiente di correzione della capacità dell’accumulo, si veda § 11.8.9.5, [-];
- Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh];
- Q_{S,STG,req} è la richiesta termica per il servizio S, equazione (11.320), [kWh].

Il valore del termine adimensionale X perché il metodo sia attendibile deve essere compreso tra:

$$0 \leq X \leq 18 \quad (11.329)$$

11.8.9.4 Calcolo del coefficiente di perdita di energia del circuito del collettore

Il coefficiente di perdita di energia del circuito del collettore (collettori e tubazioni) dipende dalle caratteristiche del collettore e dall’entità dell’isolamento delle tubazioni, e non dal servizio reso; perciò risulta da questo indipendente ed è dato da:

$$U_{loop} = a_1 + 40 \cdot a_2 + \frac{U_{loop,p}}{A} \quad (11.330)$$

dove:

- a_1 è il coefficiente di perdita globale del collettore solare del primo ordine determinato in accordo alla UNI EN 12975-2, [W/m²K]; in assenza di dati forniti dal costruttore possono essere utilizzati i valori del Prospetto 11.LII;
- a_2 è il coefficiente di perdita globale del collettore solare del secondo ordine determinato in accordo alla UNI EN 12975-2, [W/m²K]; in assenza di dati forniti dal costruttore possono essere utilizzati i valori del Prospetto 11.LII;
- $U_{loop,p}$ è il coefficiente globale di perdita di calore delle tubazioni nel circuito comprendente collettori, tubazioni tra collettori e le tubazioni tra i collettori ed il sistema di accumulo, [W/K];
- A è la superficie di apertura del campo solare in accordo con EN 12975-2, [m²].

Tipologia del collettore	η_0	a_1 [W/m ² K]	a_2 [W/m ² K ²]	IAM
Collettori a tubi sottovuoto con assorbitore piano	0,90	1,8	0,008	0,97
Collettori a tubi sottovuoto con assorbitore circolare	0,90	1,8	0,008	1,00
Collettori piani vetrati	0,78	3,5	0,015	0,94
Collettori non vetrati	0,76	15	0	1,00

Prospetto 11.LII – Caratteristiche di collettori solari tipici
(Fonte: UNI TS 11300-4 ed ESTIF)

Il coefficiente globale di perdita di energia, $U_{loop,p}$, è indipendente dal servizio (se generatore multiservizio) ed è dato da:

$$U_{loop,p} = 5 + 0,5 \cdot A \quad (11.331)$$

dove:

- A è la superficie di apertura del campo solare in accordo con EN 12975-2, [m²].

11.8.9.5 Calcolo del coefficiente di correzione della capacità di accumulo

Il coefficiente di correzione della capacità dell'accumulo è dato da:

$$f_{ST} = \left(\frac{V_{ref} \cdot A}{V_{sol}} \right)^{0,25} \quad (11.332)$$

dove:

- V_{ref} è la capacità di riferimento pari a 75 l/m² di superficie di apertura del collettore solare, [l/m²];
- A è la superficie di apertura del campo solare in accordo con EN 12975-2, [m²];
- V_{sol} è la capacità dell'accumulo solare, [l];

I valori ammessi di f_{ST} sono quelli compresi nell'intervallo $0,25 \leq f_{ST} \leq 2$.

Nel caso di impianti a preriscaldamento solare la capacità dell'accumulo solare coincide con il valore nominale:

$$V_{sol} = V_{nom} \quad (11.333)$$

Nel caso invece in cui sia presente un riscaldatore ausiliario la capacità dell'accumulo è data da:

$$V_{sol} = V_{nom} \cdot (1 - f_{aux}) \quad (11.334)$$

dove:

V_{sol} è la capacità dell'accumulo solare (il volume riscaldato solo dal sistema solare), [l];

V_{nom} è la capacità nominale di accumulo (il volume complessivo dell'accumulatore), [l];

f_{aux} è la frazione del volume di accumulo usata per i sistemi ausiliari.

Il valore di f_{aux} è dato da:

$$f_{aux} = x \cdot V_{bu} / V_{nom} \quad (11.335)$$

dove

V_{bu} il volume riscaldato dal sistema di back up (volume contenuto tra la sommità del serbatoio e il filo inferiore del riscaldatore (resistenza elettrica o scambiatore); [l];

x è il coefficiente di controllo, [-], assunto pari a:

1 se l'integrazione è permanente,

0,7 se l'integrazione avviene solo durante la notte,

0,3 se l'integrazione è di sola emergenza.

11.8.9.6 Determinazione della temperatura di riferimento θ_{ref}

La temperatura di riferimento è data da:

- per sistemi solari (o loro quota) asserviti al solo riscaldamento e/o la climatizzazione invernale:

$$\theta_{ref} = 100 \text{ °C} \quad (11.336)$$

- per sistemi solari (o loro quota) asserviti alla sola produzione di acqua calda sanitaria:

$$\theta_{ref} = 11,6 + 1,18 \cdot \theta_w + 3,86 \cdot \theta_{cw} - 1,32 \cdot \theta_e \quad (11.337)$$

dove:

θ_w è la temperatura di utilizzo dell'acqua calda sanitaria (presa pari a 48 °C come desumibile dal Prospetto 7.II, [°C];

θ_{cw} è la temperatura dell'acqua fredda all'ingresso nell'accumulo, assunta pari temperatura di fornitura dell'acqua potabile, cioè alla temperatura media annuale dell'aria esterna desumibile dall'Allegato 1 - Prospetto I, [°C];

θ_e è il valore medio mensile della temperatura media giornaliera esterna, si veda § 3.3.5.1, [°C].

11.8.9.7 Determinazione del coefficiente Y

Il valore del fattore adimensionale Y è dato dalla:

$$Y_S = \frac{A \cdot P_S \cdot IAM \cdot \eta_0 \cdot \eta_{loop} \cdot H_T}{Q_{S,STG,req}} \quad (11.338)$$

dove:

- A è la superficie di apertura del campo solare, in accordo con la norma EN 12975-2, [m²];
- P_S è il coefficiente di ripartizione della superficie di apertura del campo solare in riferimento al servizio S, definito dalla (11.321) e (11.322);
- IAM è il coefficiente di modifica dell'angolo di incidenza, [-]; in assenza di dati noti si utilizzano i valori definiti nel Prospetto 11.LII;
- η₀ è l'efficienza del collettore a perdite nulle, [-]; in assenza di dati forniti dal costruttore si utilizzano i valori definiti al Prospetto 11.LII;
- η_{loop} è l'efficienza del circuito comprendente collettori, circolatore, tubazioni e scambiatore di calore, assunto in assenza di dati di progetto pari a 0,8, [-];
- H_T è la irradiazione solare totale (diretta e diffusa) mensile incidente sul collettore solare, i cui valori si ricavano, in funzione dell'orientamento rispetto alla direzione sud e all'inclinazione sul piano dell'orizzonte come riportato nell'Appendice F in base ai dati climatici riportati nell'Allegato 1, moltiplicando il valore giornaliero medio mensile per il numero di giorni nel mese; nel calcolo, se del caso, devono essere considerati anche eventuali ombreggiamenti sul piano dei collettori solari, [kWh/m²];
- Q_{S,STG,req} è la richiesta termica per il servizio S, equazione (11.320), [kWh].

Il valore del termine adimensionale Y perché il metodo sia attendibile deve essere compreso tra:

$$0 \leq Y \leq 3 \quad (11.339)$$

11.8.9.8 Consumo di energia elettrica dei componenti ausiliari di un impianto solare termico

Nel caso in cui l'impianto solare termico sia dotato di impianto di circolazione forzata, è necessario calcolare il consumo di energia elettrica utilizzata dai circolatori che alimentano il circuito collettori-accumulatore termico. Inoltre se l'impianto è dotato di un generatore termico ausiliario che carica l'accumulo termico solare ed è a questo interconnesso tramite un circuito idronico con circolatore, occorre aggiungere anche il suo consumo elettrico.

L'energia elettrica necessaria al funzionamento dei circolatori in un impianto di riscaldamento ad energia solare è data, ripartita per servizio S (W, H o HA, o H+HA), da:

$$W_{S,STG,in} = P_S \cdot (W_{STG,d,cf} + W_{STG,d,bu}) \quad (11.340)$$

- W_{STG,d,cf} è l'energia elettrica mensilmente assorbita dai circolatori del circuito collettori-accumulo termico, [kWh];
- W_{STG,d,bu} è l'energia elettrica mensilmente assorbita dai circolatori del circuito accumulatore termico – generatore termico ausiliario esterno, [kWh];
- P_S è il coefficiente di ripartizione della superficie di apertura del campo solare in riferimento allo specifico servizio considerato, definito dalla (11.321) e/o dalla (11.322).

L'energia elettrica necessaria al funzionamento dei circolatori del circuito collettori-accumulo termico è data da:

$$W_{STG,d,cf} = \dot{W}_{STG,cf} \cdot \Delta t_{cf} \quad (11.341)$$

e con:

$$\Delta t_{cf} = 2 \cdot H_{T,m} / H_{T,yr} \quad (11.342)$$

dove:

$\dot{W}_{STG,cf}$ è la potenza dei circolatori del circuito collettori-accumulo termico [W];

Δt_{cf} indica le ore di funzionamento mensili del circolatore, [kh];

$H_{T,m}$ è la irradiazione solare totale (diretta e diffusa) mensile incidente sul collettore solare, i cui valori si ricavano, in funzione dell'orientamento rispetto alla direzione sud e all'inclinazione sul piano dell'orizzonte come riportato nell'Appendice F in base ai dati climatici riportati nell'Allegato 1, moltiplicando il valore giornaliero medio mensile per il numero di giorni nel mese; nel calcolo, se del caso, devono essere considerati anche eventuali ombreggiamenti sul piano dei collettori solari, [kWh/m²];

$H_{T,yr}$ è l'irradiazione solare totale annuale per il mese m sulla superficie dei collettori, [kWh/m²]; si calcola come somma sui mesi dell'anno dei valori mensili di cui al punto precedente.

In assenza dei dati sulla potenza dei circolatori, la quantità $\dot{W}_{STG,cf}$ si calcola, in Watt, come segue:

$$\dot{W}_{STG,cf} = 50 + 5 \cdot A \quad (11.343)$$

Il recupero di energia elettrica dei circolatori del circuito collettori-accumulo termico, ove presenti, è intrinsecamente tenuto in considerazione nel modello di calcolo adottato.

L'energia elettrica necessaria al funzionamento dei circolatori del circuito accumulo termico – generatore termico ausiliario esterno è data da:

$$W_{STG,\phi u} = \dot{W}_{STG,\phi u} \cdot FC_{STG,d,aux} \cdot \Delta t \quad (11.344)$$

dove

$\dot{W}_{STG,\phi u}$ è la potenza dei circolatori del circuito accumulo termico – generatore termico ausiliario esterno [W];

$FC_{STG,d,aux}$ è fattore di carico del circolatore, [-],

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh];

e con

$$FC_{STG,d,aux} = FC_{X,S,gn,bu} \quad (11.345)$$

dove

$FC_{X,S,gn,bu}$ è fattore di carico utile medio del generatore ausiliario come definito al paragrafo § 11.5.2.

11.8.9.9 Perdite dell'accumulo solare

Le perdite dell'accumulo sono già tenute in conto dal modello adottato, ma solo ai fini del calcolo dell'energia termica prodotta dal generatore solare, cioè del calcolo delle frazioni solari. Se di contro, il sistema di accumulo solare si trovasse in ambienti a temperatura controllata, o a essi limitrofo, tale perdita termica potrebbe essere parzialmente recuperata, e quindi va a tale scopo stimata.

Le perdite dell'accumulo dipendono dal coefficiente di dispersione termica globale dell'accumulo e si calcolano con la seguente relazione:

$$Q_{STGS,s} = K_{acc} \cdot (\theta_{set-point} - \theta_a) \cdot \Delta t \quad (11.346)$$

dove:

K_{acc} è il coefficiente di perdita globale di energia dell'accumulo; in assenza di dati forniti dal costruttore si ricava mediante la (11.348), [W/K];

$\theta_{set-point}$ è la temperatura a cui viene tenuto l'accumulo, che corrisponde a:

- se il generatore alimenta solo il servizio di produzione dell'acqua calda sanitaria: 60 °C;
- se il generatore alimenta il servizio di produzione dell'acqua calda sanitaria insieme con altri servizi: 60 °C;
- se il generatore alimenta solo il servizio riscaldamento e/o climatizzazione invernale: la temperatura media del sistema di distribuzione corrispondente;

θ_a è la temperatura media dell'aria dell'ambiente in cui l'accumulo è installato, definita nel Prospetto 7.IV, [°C];

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

Qualora il costruttore indichi la perdita giornaliera di energia termica Q_{test} in kWh/giorno, misurata per una differenza di temperatura di test, il K_{acc} è ricavabile come:

$$K_{acc} = \frac{Q_{test}}{0,024 \cdot (\theta_{test,s} - \theta_{test,a})} \quad (11.347)$$

dove:

$\theta_{test,s}$ è la temperatura media nell'accumulo dichiarata dal costruttore, [°C];

$\theta_{test,a}$ è la temperatura ambiente del locale in cui è installato il serbatoio di accumulo nelle condizioni di prova dichiarate dal costruttore, [°C].

Ai soli fini della certificazione energetica, se non si dispone del dato di dispersione termica dell'accumulatore, K_{acc} , fornito dal costruttore, questi si calcola come:

$$K_{acc} = S_s \cdot \frac{\lambda_s}{d_s} \quad (11.348)$$

dove:

- S_s è la superficie esterna dell'accumulo, [m²];
- λ_s è la conduttività dello strato isolante, [W/m K];
- d_s è lo spessore dello strato isolante, [m].

Tipo di ambiente	θ_a (C°)
Ambiente climatizzato	Temperatura dell'ambiente climatizzato (§ 1.5)
Ambiente non climatizzato	Temperatura dell'ambiente non climatizzato calcolata secondo l'Appendice A
In centrale termica (nel caso in cui non sia adiacente ad ambienti non climatizzati)	Temperatura media mensile aria esterna + 5 °C
Esterno	Temperatura media mensile aria esterna θ_e

Prospetto 11.LIII - Valori della temperatura media dell'ambiente in cui è installato l'accumulatore
(Fonte: adattato da UNI TS 11300-2:2014)

Se il sistema solare non prevede un sistema riscaldamento ausiliario per il mantenimento della temperatura di set-point nell'accumulatore (back-up) e coprire la richiesta complementare di energia, 1-SF, la quota di perdita termica attribuita ai diversi servizi, S, eventualmente compresenti è calcolata come segue:

$$Q_{S,STG,s,ls} = Q_{STG,s,ls} \cdot SF_{X,S} / \sum_S^{N_s} SF_{X,S} \quad (11.349)$$

dove:

- $Q_{S,STG,s,ls}$ è la quota di energia termica mensile persa dall'accumulatore e attribuita al servizio S, [kWh];
- $Q_{STG,s,ls}$ è l'energia termica mensile complessivamente persa dall'accumulatore (equazione (11.346)), [kWh];
- $SF_{X,S}$ è frazione solare relativa al servizio S, calcolata come indicato al paragrafo § 11.8.9.2, [-];
- N_s è il numero di servizi compresenti.

Se invece il sistema solare prevede un sistema riscaldamento ausiliario dell'accumulo, la quota di perdita termica attribuita ai diversi servizi, S, va condivisa con l'ausiliario e quindi vanno calcolate come:

$$Q_{S,STG,s,ls} = Q_{STG,s,ls} \cdot SF_{X,S}$$

$$Q_{bu,STG,s,ls} = Q_{STG,s,ls} \cdot \left(1 - \sum_{S=1}^{N_s} SF_{X,S} \right) \quad (11.350)$$

11.8.9.10 Perdite di distribuzione tra l'impianto di riscaldamento ad energia solare ed il riscaldatore ausiliario

Per i generatori solari che prevedono un riscaldatore ausiliario collegato a valle del sistema di accumulo termico solare, le perdite di distribuzione tra l'accumulatore ed il riscaldatore ausiliario sono calcolate, per ogni servizio S, nei seguenti modi:

Se le tubazioni sono isolate:

$$Q_{S,STG,dJs} = 0.02 \cdot SF_{X,S} \cdot Q_{STG,req} \quad (11.351)$$

Se le tubazioni non sono isolate:

$$Q_{S,STGdJs} = 0.05 \cdot SF_{X,S} \cdot Q_{STG,req} \quad (11.352)$$

dove:

$Q_{STG,req}$ è l'energia termica mensile complessivamente richiesta ma non del tutto soddisfatta (equazione (11.319)), [kWh];

$SF_{X,S}$ è frazione solare relativa al servizio S, calcolata come indicato al paragrafo § 11.8.9.2, [-].

11.8.9.11 Perdite recuperabili e recuperate

Le perdite totali del generatore solare eventualmente recuperabili, tenuto conto che le perdite del sistema di distribuzione tra collettori e accumulatore sono non recuperabili e che il modello di calcolo ne tiene già implicitamente conto, sono quindi date da:

$$Q_{STGJs} = \sum_{S=1}^{N_s} (Q_{S,STG,sJs} + Q_{S,STG,dJs}) + Q_{bu,STG,sJs} + Q_{aux,STGJs} \quad (11.353)$$

dove:

$Q_{S,STG,sJs}$ è la quota di energia termica mensile persa dall'accumulatore e attribuita al servizio S, [kWh];

$Q_{S,STG,dJs}$ è la quota di energia termica mensile persa dalla distribuzione tra accumulatore e eventuale ausiliario esterno e attribuita al servizio S, [kWh];

$Q_{bu,STG,sJs}$ è la quota di energia termica mensile persa dall'accumulatore e attribuita all'ausiliario interno al serbatoio di accumulo termico, [kWh];

$Q_{aux,STGJs}$ è l'energia termica recuperata nel fluido termovettore dell'energia elettrica assorbita dagli ausiliari, [kWh].

Nel caso di generatore solare destinato a integrare esclusivamente la produzione di acqua calda sanitaria, le perdite dell'accumulo solare si considerano recuperabili durante il periodo di attivazione del riscaldamento, quando esso è installato in ambiente riscaldato, e vengono recuperate sottraendole al fabbisogno termico sensibile per riscaldamento e/o climatizzazione invernale. In particolare:

$$Q_{W,STG,sJs,rvd} = (Q_{W,STG,sJs} + Q_{bu,STG,sJs}) \cdot (1 - b_{gs}) \quad (11.354)$$

dove:

$Q_{W,STG,sJs,rvd}$ è la quota di energia termica mensile persa dall'accumulatore e recuperata, [kWh];

$Q_{W,STG,s,ls}$ è la quota di energia termica mensile persa dall'accumulatore per il servizio acqua calda sanitaria, [kWh];

$Q_{bu,STG,s,ls}$ è la quota di energia termica mensile persa dall'accumulatore e attribuita all'ausiliario interno al serbatoio di accumulo termico per il riscaldamento dell'acqua calda sanitaria, se presente, [kWh];

b_{gs} è il fattore di perdita non recuperata dell'accumulatore termico, pari a:

- $b_{gs} = 0$ se è posto in ambiente climatizzato;
- $b_{gs} = 1$ se è posto fuori da ambiente climatizzato.

Nel caso di generatore solare destinato a integrare sia la produzione di acqua calda sanitaria che il riscaldamento e/o la climatizzazione invernale, le perdite dell'accumulo solare si considerano solo parzialmente recuperabili durante il periodo di attivazione del riscaldamento, quando esso è installato in ambiente riscaldato, e vengono recuperate sottraendole alle perdite del sottosistema di generazione termica di cui il generatore solare fa parte. In particolare:

$$Q_{S,STG,s,ls,rvd} = (0,8 \cdot Q_{STG,s,ls}) \cdot (1 - b_{gs}) \quad (11.355)$$

dove:

$Q_{S,STG,s,ls,rvd}$ è la quota di energia termica mensile persa dall'accumulatore e recuperata, relativamente al servizio S, con S uno tra H, H+W, HA, HA+W, H+HA, H+HA+W, [kWh];

$Q_{STG,s,ls}$ è la quota di energia termica mensile complessivamente persa dall'accumulatore, [kWh].

La quota recuperata di energia termica mensile persa dalla distribuzione tra accumulatore ed eventuale ausiliario esterno è data, analogamente a quanto detto per l'accumulatore, da:

$$Q_{W,STG,d,ls,rvd} = (Q_{W,STG,d,ls}) \cdot (1 - b_{gs}) \quad (11.356)$$

$$Q_{S,STG,d,ls,rvd} = (0,8 \cdot Q_{STG,d,ls}) \cdot (1 - b_{gs}) \quad (11.357)$$

La quota dissipata di energia elettrica mensile degli ausiliari e recuperata nel fluido termovettore è data da:

$$Q_{STG,aux,ls,rvd} = 0,8 \cdot W_{STG,d,ls} \quad (11.358)$$

dove:

$Q_{STG,aux,ls,rvd}$ è la quota recuperata nel fluido termovettore dell'energia elettrica mensile dissipata dagli ausiliari, [kWh];

$W_{STG,d,ls}$ è energia elettrica mensile degli ausiliari eventualmente posti a valle dell'accumulo solare, quale il circolatore tra il generatore termico ausiliario esterno e accumulo solare, [kWh]; data dalla (11.344).

11.9 Generatori termici: generatori frigoriferi

Le tipologie di generatori frigoriferi prese in considerazione del presente dispositivo sono:

- Refrigeratori d'acqua

- Refrigeratori d'aria;
- Torri evaporative.

La procedura per il calcolo delle prestazioni dei generatori frigoriferi riportata nel presente dispositivo si applica a generatori frigoriferi a compressione di vapore e a generatori frigoriferi ad assorbimento, utilizzando come sorgente termica l'aria, il terreno o le acque, sia di falda sia superficiali, e impiegando fluidi termovettore sia aria che acqua.

I generatori frigoriferi sono nel seguito classificati in funzione del:

- tipo di fluido termovettore lato utenza;
- tipo di sorgente fredda correlata al tipo di fonte energetica sfruttata;
- tipo di tipo di fluido termovettore impiegato;
- tipo di tecnologia;
- tipo di vettore energetico impiegato per l'azionamento.

Rispetto al fluido termovettore impiegato nel circuito di distribuzione all'utenza, i generatori frigoriferi possono essere:

- ad aria;
- ad acqua;
- a condensazione diretta (il fluido termovettore è lo stesso fluido refrigerante).

Il tipo di fonte energetica sfruttata è relativo al tipo di sorgente termica utilizzata e non al tipo di vettore energetico utilizzato per azionare i generatori frigoriferi, né al tipo di fluido termovettore impiegato per estrarre energia dalla sorgente. Una classificazione completa delle sorgenti termiche, delle tipologie di fonti energetiche sfruttate e fluidi termovettori relativi è riportata nel Prospetto 11.LIV .

Sorgente termica	Fluido termovettore	Tipologia della fonte di energia sfruttata	Modalità di estrazione
Aria esterna	Aria esterna	Rinnovabile aerotermica	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria esterna attraverso batteria di raffreddamento ad evaporazione diretta di refrigerante
Aria esterna	Acqua/Salamoia	Rinnovabile aerotermica	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria esterna attraverso batteria di raffreddamento ad acqua / a salamoia
Aria interna	Aria interna	Rinnovabile solo se aria di espulsione da ambiente non riscaldato o climatizzato;	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria espulsa in sistemi di recupero
Roccia	Acqua/Salamoia	Rinnovabile geotermica	Raffreddamento del sottosuolo
Terreno	Acqua/Salamoia/ Evaporazione diretta	Rinnovabile geotermica	Raffreddamento del sottosuolo
Acqua di falda	Acqua	Rinnovabile geotermica	Raffreddamento del sottosuolo
Acqua di mare	Acqua	Rinnovabile idrotermica	Raffreddamento acque superficiali
Acqua di lago	Acqua	Rinnovabile idrotermica	Raffreddamento acque superficiali
Acqua di fiume	Acqua	Rinnovabile idrotermica	Raffreddamento acque superficiali
Acqua di risulta e liquami di processi tecnologici	Acqua	Non rinnovabile	Raffreddamento acque e/o liquami di processo
Liquami urbani	Acqua	Assimilabile a rinnovabile	Raffreddamento liquami urbani

**Prospetto 11.LIV – Classificazione per fonte energetica sfruttata
(Fonte: adattato da UNI TS 11300-4:2012)**

La tecnologia adottata corrisponde al tipo di processo termodinamico che consente di realizzare il trasferimento di energia termica da una sorgente a temperatura inferiore a un ricevente a temperatura superiore. In tal senso le pompe di calore si suddividono in:

- a compressione di vapore;
- ad assorbimento (assorbimento);
- ad adsorbimento.

I vettori energetici impiegati sono in parte correlati alla tecnologia adottata e possono essere:

- energia elettrica (pompe di calore a compressione di vapore azionate da motore elettrico);
- combustibili gassosi e liquidi (pompe di calore ad assorbimento/adsorbimento con generatore termico a fiamma incorporato o pompe di calore a compressione di vapore azionate da motore a combustione);
- energia termica (pompe di calore ad assorbimento/adsorbimento ad azionamento termico indiretto).

11.9.1 Fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di produzione

Ai fini del calcolo del fabbisogno di energia elettrica gli ausiliari del sottosistema di produzione devono essere distinti in:

- a) ausiliari integrati nella macchina, ovvero dispositivi montati dal fabbricante all'interno della macchina frigorifera, le cui potenze sono comprese nelle prestazioni generali della macchina stessa, descritte nei paragrafi successivi;
- b) ausiliari esterni, ovvero dispositivi non compresi nella macchina frigorifera ma necessari per il suo funzionamento che determinano i fabbisogni elettrici degli ausiliari del sottosistema di produzione $W_{S,gn,aux,ve,m}$. Il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari di produzione si calcola come segue:

$$W_{S,gn,aux,ve,m} = \sum_i \dot{W}_{gn,aux,i} \cdot FC_{S,m} \cdot \Delta t \quad (11.359)$$

dove:

$\dot{W}_{aux,i}$ è la potenza nominale dell'ausiliario i-esimo "esterno" alla pompa di calore, [kW];

$FC_{S,m}$ è il fattore medio di carico della macchina frigorifera, [-];

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

A seconda del tipo di condensatore della macchina frigorifera, i fabbisogni di energia elettrica degli ausiliari esterni $W_{S,gn,aux,ve,m}$ sono dati:

- in unità di produzione con condensazione ad aria, dall'elettroventilatore del condensatore;
- in sistemi con condensazione ad acqua di falda od acqua superficiale, dalla pompa di circolazione dell'acqua nel condensatore;
- in sistemi di condensazione evaporativi, dal ventilatore e dall'elettropompa di circolazione.

Le potenze dei motori elettrici e le modalità di funzionamento possono essere ottenute da dati di progetto, da dati forniti dal costruttore o da misure in campo.

Qualora le potenze non siano note si può fare riferimento ai valori riportati nel Prospetto 11.LV.

Tipo di componente	Potenza elettrica specifica [W/kW]	
	Elettroventilatori	Elettropompe
Condensatori raffreddati ad aria ^{a)} : - con ventilatori elicoidali non canalizzati - con ventilatori centrifughi canalizzati	20-40 40-60	-
Condensatori raffreddati ad acqua	-	Dati variabili in relazione alle condizioni al contorno (dislivelli di quota, modalità di presa, filtraggio, ecc.)
Condensatori evaporativi ^{a)}	15-16	3,5-4
Torri di raffreddamento a circuito aperto ^{b)}	12 - 14	
Torri di raffreddamento a circuito chiuso ^{b)}	10 - 12	1,3 - 1,5
a) Valori indicativi con differenza di temperatura tra condensazione ed aria in ingresso pari a 15 K e sottoraffreddamento del liquido di (8 - 9) K. b) Dati riferiti al campo di potenze (50 - 600) kW. Viene fornito un dato complessivo medio orientativo data l'influenza della pressione degli ugelli e della differenza di quota tra rampa ugelli e bacino di raccolta acqua. I dati sono riferiti a: - temperatura dell'acqua in ingresso 34 °C; - temperatura dell'acqua in uscita 29 °C; - temperatura di bulbo umido dell'aria 24 °C.		

Prospetto 11.LV - Valori di default della potenza assorbita dagli ausiliari esterni del sottosistema di generazione, riferiti alla potenza termica del condensatore
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.2 Prestazioni delle macchine frigorifere ai carichi parziali

Le prestazioni delle macchine frigorifere dipendono non solo dai livelli termici operativi (condensazione ed evaporazione) e della configurazione impiantistica scelta, ma anche dall'andamento del fabbisogno dell'edificio. Per tener conto della variazione degli assorbimenti elettrici e di gas combustibile in funzione delle variazioni climatiche e/o delle condizioni al contorno e del grado di parzializzazione della macchina, si fa riferimento, per le unità a compressione di vapore elettriche o a motore endotermico, al prEN 14825:2008, che stabilisce che i costruttori forniscano i coefficienti di prestazione (EER) delle macchine in condizioni di riferimento. Le condizioni di riferimento, riportate nel Prospetto 11.LVI, sono relative alle temperature di esercizio ed ai fattori di carico FC, che indicano il rapporto tra la quantità di energia termica erogata nel periodo considerato ed il valore massimo dell'energia erogabile dalla macchina frigorifera nello stesso periodo.

Per le unità frigorifere ad assorbimento si fa riferimento alla UNI EN 12309-2:2002 che stabilisce che i costruttori forniscano i coefficienti di prestazione (GUE) delle macchine in condizioni di riferimento. Le condizioni di riferimento sono riferite alle temperature di esercizio alla massima potenza erogabile.

Tipologia		Aria-aria		Acqua-aria		Aria-acqua		Acqua-acqua	
Prova	Fattore di carico (FC)	T aria esterna bulbo secco [°C]	T aria interna bulbo secco/ bulbo umido [°C]	T acqua di condensazione in ingresso/in uscita della torre evaporativa [°C]	T aria interna bulbo secco/ bulbo umido [°C]	T aria esterna bulbo secco [°C]	T acqua refrigerata in ingresso/in uscita dei ventilconvettori [°C]	T acqua di condensazione in ingresso/in uscita della torre evaporativa [°C]	T acqua refrigerata in ingresso/in uscita dei ventilconvettori [°C]
1	100%	35	27/19	30/35	27/19	35	12/7 7/18	30/35	12/7
2	75%	30	27/19	26/*	27/19	30	*/7	26/*	*/7
3	50%	25	27/19	22/*	27/19	25	*/7	22/*	*/7
4	25%	20	27/19	18/*	27/19	20	*/7	18/*	*/7

* Temperatura determinata dalla portata d'acqua a pieno carico.

Prospetto 11.LVI - Condizioni di riferimento per determinare l'indice EER in diverse condizioni di carico parziale delle macchine frigorifere
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

Conoscendo i valori di EER forniti dai costruttori, si costruisce la curva di funzionamento della macchina a carichi parziali, ovvero la curva che descrive l'andamento dei valori di EER di una macchina frigorifera in funzione del fattore di carico FC. I valori di EER per fattori di carico inferiori al 25% vengono determinati come segue:

1. Unità Aria-aria e Acqua-aria:

- 20%: $EER_4 \cdot 0,94$
- 15%: $EER_4 \cdot 0,85$
- 10%: $EER_4 \cdot 0,73$
- 5%: $EER_4 \cdot 0,50$
- 2%: $EER_4 \cdot 0,26$
- 1%: $EER_4 \cdot 0,14$

2. Unità Aria-acqua e Acqua-acqua:

- 20%: $EER_4 \cdot 0,95$
- 15%: $EER_4 \cdot 0,94$
- 10%: $EER_4 \cdot 0,87$
- 5%: $EER_4 \cdot 0,71$
- 2%: $EER_4 \cdot 0,46$
- 1%: $EER_4 \cdot 0,29$

Nel caso in cui il costruttore definisca le efficienze anche per fattori di carico inferiori al 25%, tali valori si possono utilizzare, senza dover far riferimento al Prospetto 11.LVI. Se il costruttore non definisce le efficienze, allora devono essere utilizzati quelli riportati nel Prospetto 11.LVI.

La curva così ottenuta per le unità a compressione di vapore è utilizzata per ottenere valori di EER corrispondenti a fattori di carico diversi da quelli di riferimento (100%, 75%, 50%, 25%), da utilizzare per il calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} .

Qualora le macchine frigorifere non possano operare con gradi di parzializzazione corrispondenti alle condizioni di riferimento, è possibile calcolare l'EER a condizioni di riferimento con il metodo di calcolo descritto nel prEN 14825:2008. Alternativamente, in caso il calcolo non sia possibile per mancanza dei dati necessari oppure nel caso in cui le macchine valutate siano del tipo ad assorbimento, ai fini del calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} si utilizzano i valori ottenuti a pieno carico (forniti dai costruttori secondo la parte pertinente della serie UNI EN 14511 e UNI EN 12309-2) opportunamente corretti con i coefficienti di correzione η_1 , η_2 , η_3 , η_4 , η_5 , η_6 e η_7 descritti in seguito.

Analogamente, per macchine già installate di cui non sia possibile conoscere i valori di EER a carico parziale, ai fini del calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} si utilizzano i valori ottenuti a pieno carico (forniti dai costruttori secondo la parte pertinente della serie UNI EN 14511) opportunamente corretti con i coefficienti di correzione η_1 , η_2 , η_3 , η_4 , η_5 , η_6 e η_7 descritti in seguito.

Per considerare condizioni di funzionamento della macchina frigorifera diverse da quelle di riferimento (per esempio una temperatura diversa da 27 °C dell'aria interna per le macchine aria-aria, oppure un salto termico all'evaporatore delle macchine acqua-acqua diverso da 12-7 °C) o anche per tener conto di una diversa temperatura dell'aria esterna nel caso di macchine raffreddate ad aria, ecc., si devono utilizzare i prospetti riportati al § 11.9.4 dove sono indicate le variazioni percentuali η_1 rispetto alle prestazioni nominali di riferimento per le quattro macro tipologie di macchine frigorifere (Aria-Acqua, Acqua-Acqua, Aria-Aria, Acqua-Aria).

Analogamente, devono essere presi in considerazione i coefficienti correttivi dei dati di potenza resa ed assorbita dovuti alle perdite di carico di tubazioni frigorifere (sistemi split), tubazioni acqua (sistemi idronici), condotti aria (canalizzati), ecc. tali coefficienti (η_2 , η_3 , η_4 , η_5 , η_6 e η_7) sono ricavabili dai prospetti riportati al § 11.9.5.

11.9.3 Coefficiente di prestazione medio mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera η_{mm}

Nel caso di unità a compressione di vapore, il coefficiente medio di prestazione mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera η_{mm} viene determinato applicando la seguente formula di calcolo, da ripetersi per tutti i mesi della stagione di climatizzazione estiva:

$$\eta_{mm,i} = EER(FC_i) \cdot \eta_1(FC_i) \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6 \cdot \eta_7 \quad (11.360)$$

dove:

FC_i è il fattore di carico medio mensile, calcolato come rapporto tra la quantità di energia termica richiesta per il raffreddamento e la ventilazione nel mese i -esimo ed il valore massimo dell'energia erogabile dalla macchina frigorifera nello stesso mese;

$EER(FC_i)$ è il rapporto di efficienza energetica ottenuto in corrispondenza del fattore di carico FC_i , e ricavabile per interpolazione dalle curve degli EER costruite secondo quanto indicato al §11.9.2;

$\eta_1(FC_i)$ è il coefficiente correttivo ottenuto in corrispondenza del fattore di carico FC_i , e ricavabile per doppia interpolazione dai prospetti riportati nel § 11.9.4;

$\eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6, \eta_7$ sono i coefficienti correttivi ricavabili dai prospetti del § 11.9.5.

Nel caso di unità ad assorbimento, il coefficiente medio di prestazione mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera η_{mm} viene determinato applicando la seguente formula di calcolo, da ripetersi per tutti i mesi della stagione di climatizzazione estiva:

$$\eta_{mm,i} = GUE \cdot C_d \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6 \cdot \eta_7 \quad (11.361)$$

dove:

GUE è il coefficiente di prestazione energetica per le macchine ad assorbimento definito dalla UNI EN 12309-2;

C_d è il fattore correttivo per considerare le condizioni di carico parziale per le unità ad assorbimento.

$\eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6, \eta_7$ sono i coefficienti correttivi ricavabili dai prospetti del § 11.9.5.

Nel caso di centrali frigorifere dotate di più di un gruppo frigorifero, il fattore di carico FC_i ed il coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} devono essere calcolati in funzione della logica di inserimento dei gruppi.

11.9.4 Calcolo del coefficiente correttivo η_1 per macchine con funzionamento in condizioni diverse da quelle nominali

I dati forniti dal costruttore o dall'ente di prova forniscono i valori di EER in condizioni di temperatura di riferimento. Per tener conto delle variazioni di EER e del GUE in condizioni di temperatura dei fluidi esterni ed interni diverse da quelle di riferimento viene introdotto il coefficiente correttivo η_1 . Nei prospetti si indicano i valori di η_1 per le diverse tipologie di macchine a compressione di vapore, nelle condizioni di funzionamento con fattore di carico pari a 100%, 75%, 50% e 25%. Mentre per le macchine ad assorbimento i valori di η_1 sono riferiti alle condizioni di carico pari al 100% e dovrà essere utilizzato un

ulteriore fattore di correzione C_d per tener conto delle condizioni di carico parzializzato. Per ciascun prospetto, in corrispondenza delle condizioni di temperatura di riferimento (evidenziate nei prospetti seguenti) η_1 assume naturalmente valore pari a 1. Il valore di η_1 per fattori di carico compresi tra 26% e 99% è ricavato per doppia interpolazione dei valori dei prospetti seguenti. Per fattori di carico uguali o inferiori a 24%, si considerino i valori di η_1 relativi al funzionamento con fattore di carico pari a 25%.

I valori ricavati tramite i coefficienti dei prospetti sono da ritenersi di "default". Nel caso siano resi disponibili dal costruttore per le singole macchine valori migliori o differenti, questi ultimi possono essere usati dal progettista del sistema edificio/impianto per il calcolo dei consumi energetici.

Nel caso di applicazioni caratterizzate da condizioni di funzionamento esterne ai valori di temperatura riportati nei prospetti che seguono, il costruttore deve fornire al progettista i dati necessari al calcolo secondo le modalità della presente specifica tecnica.

Nei prospetti da Prospetto 11.LVII a Prospetto 11.LX, per i valori forniti alla temperatura dell'acqua in uscita di 4°C è stato già considerato l'uso di una soluzione "acqua/glicole etilenico" al 20%, per questioni di sicurezza antigelo.

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura acqua in uscita $\Delta T = 5^\circ\text{C}$	10°C	1,834	1,639	1,444	1,249	1,054	0,928	0,802
	9°C	1,808	1,604	1,407	1,218	1,037	0,909	0,784
	8°C	1,782	1,569	1,370	1,187	1,018	0,890	0,767
	7°C	1,756	1,534	1,332	1,155	1,000	0,871	0,750
	6°C	1,720	1,518	1,327	1,148	0,979	0,856	0,736
	5°C	1,684	1,503	1,322	1,141	0,961	0,841	0,722
	4°C	1,634	1,457	1,281	1,105	0,928	0,807	0,685

Prospetto 11.LVII - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'acqua in uscita per macchine aria-acqua con funzionamento a pieno carico (100%)

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura acqua in uscita $\Delta T = 3,75^\circ\text{C}$	10°C	1,639	1,444	1,249	1,054	0,928	0,802	0,700
	9°C	1,604	1,407	1,218	1,037	0,909	0,784	0,684
	8°C	1,569	1,370	1,187	1,018	0,890	0,767	0,667
	7°C	1,534	1,332	1,155	1,000	0,871	0,750	0,650
	6°C	1,518	1,327	1,148	0,979	0,856	0,736	0,636
	5°C	1,503	1,322	1,141	0,961	0,841	0,722	0,622
	4°C	1,457	1,281	1,105	0,928	0,807	0,685	0,585

Prospetto 11.LVIII - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'acqua in uscita per macchine aria-acqua con funzionamento parzializzato al 75%

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura acqua in uscita $\Delta T = 2,5^\circ\text{C}$	10°C	1,444	1,249	1,054	0,928	0,802	0,700	0,620
	9°C	1,407	1,218	1,037	0,909	0,784	0,684	0,604
	8°C	1,370	1,187	1,018	0,890	0,767	0,667	0,587
	7°C	1,332	1,155	1,000	0,871	0,750	0,650	0,570
	6°C	1,327	1,148	0,979	0,856	0,736	0,636	0,556
	5°C	1,322	1,141	0,961	0,841	0,722	0,622	0,542
	4°C	1,281	1,105	0,928	0,807	0,685	0,585	0,505

Prospetto 11.LIX - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'acqua in uscita per macchine aria-acqua con funzionamento parzializzato al 50%

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura acqua in uscita $\Delta T = 1,25^\circ\text{C}$	10°C	1,249	1,054	0,928	0,802	0,700	0,620	0,550
	9°C	1,218	1,037	0,909	0,784	0,684	0,604	0,534
	8°C	1,187	1,018	0,890	0,767	0,667	0,587	0,517
	7°C	1,155	1,000	0,871	0,750	0,650	0,570	0,500
	6°C	1,148	0,979	0,856	0,736	0,636	0,556	0,486
	5°C	1,141	0,961	0,841	0,722	0,622	0,542	0,472
	4°C	1,105	0,928	0,807	0,685	0,585	0,505	0,435

Prospetto 11.LX - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'acqua in uscita per macchine aria-acqua con funzionamento parzializzato al 25%

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura acqua in uscita $\Delta T = 5^\circ\text{C}$	10°C	1,522	1,366	1,210	1,054	1,003
	9°C	1,490	1,333	1,182	1,037	0,986
	8°C	1,459	1,299	1,153	1,018	0,967
	7°C	1,427	1,266	1,124	1,000	0,948
	6°C	1,410	1,257	1,114	0,979	0,929
	5°C	1,294	1,250	1,105	0,961	0,913
	4°C	1,351	1,210	1,070	0,928	0,880

Prospetto 11.LXI - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'acqua in uscita per macchine acqua-acqua con funzionamento a pieno carico (100%)

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura acqua in uscita $\Delta T = 3,75^\circ\text{C}$	10°C	1,366	1,210	1,054	1,003	0,902
	9°C	1,333	1,182	1,037	0,986	0,883
	8°C	1,299	1,153	1,018	0,967	0,864
	7°C	1,266	1,124	1,000	0,948	0,845
	6°C	1,257	1,114	0,979	0,929	0,831
	5°C	1,250	1,105	0,961	0,913	0,817
	4°C	1,210	1,070	0,928	0,880	0,782

Prospetto 11.LXII - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'acqua in uscita per macchine acqua-acqua con funzionamento parzializzato al 75%

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura acqua in uscita $\Delta T = 2,5^\circ\text{C}$	10°C	1,210	1,054	1,003	0,902	0,802
	9°C	1,182	1,037	0,986	0,883	0,784
	8°C	1,153	1,018	0,967	0,864	0,767
	7°C	1,124	1,000	0,948	0,845	0,750
	6°C	1,114	0,979	0,929	0,831	0,736
	5°C	1,105	0,961	0,913	0,817	0,722
	4°C	1,070	0,928	0,880	0,782	0,685

Prospetto 11.LXIII - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'acqua in uscita per macchine acqua-acqua con funzionamento parzializzato al 50%

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura acqua in uscita $\Delta T = 1,25^\circ\text{C}$	10°C	1,054	1,003	0,902	0,802	0,700
	9°C	1,037	0,986	0,883	0,784	0,684
	8°C	1,018	0,967	0,864	0,767	0,667
	7°C	1,000	0,948	0,845	0,750	0,650
	6°C	0,979	0,929	0,831	0,736	0,636
	5°C	0,961	0,913	0,817	0,722	0,622
	4°C	0,928	0,880	0,782	0,685	0,585

Prospetto 11.LXIV - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'acqua in uscita per macchine acqua-acqua con funzionamento parzializzato al 25%

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,634	1,457	1,281	1,105	0,928	0,807	0,685
	18°C	1,720	1,518	1,327	1,148	0,979	0,856	0,736
	19°C	1,756	1,534	1,332	1,155	1,000	0,871	0,750
	20°C	1,782	1,569	1,370	1,187	1,018	0,890	0,767
	22°C	1,834	1,639	1,444	1,249	1,054	0,928	0,802

Prospetto 11.LXV - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'aria in uscita per macchine aria-aria con funzionamento a pieno carico (100%)

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,457	1,281	1,105	0,928	0,807	0,685	0,585
	18°C	1,518	1,327	1,148	0,979	0,856	0,736	0,636
	19°C	1,534	1,332	1,155	1,000	0,871	0,750	0,650
	20°C	1,569	1,370	1,187	1,018	0,890	0,767	0,667
	22°C	1,639	1,444	1,249	1,054	0,928	0,802	0,700

Prospetto 11.LXVI - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'aria in uscita per macchine aria-aria con funzionamento parzializzato al 75%

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura bulbo secco aria esterna						
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,281	1,105	0,928	0,807	0,685	0,585	0,505
	18°C	1,327	1,148	0,979	0,856	0,736	0,636	0,556
	19°C	1,332	1,155	1,000	0,871	0,750	0,650	0,672
	20°C	1,370	1,187	1,018	0,890	0,767	0,667	0,587
	22°C	1,444	1,249	1,054	0,928	0,802	0,700	0,698

Prospetto 11.LXVII - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'aria in uscita per macchine aria-aria con funzionamento parzializzato al 50%

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura bulbo secco aria esterna							
		15°C	20°C	25°C	30°C	35°C	40°C	45°C	50°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,062	0,962	0,871	0,788	0,714	0,646	0,585	0,529
	18°C	1,083	0,981	0,888	0,804	0,728	0,659	0,596	0,540
	19°C	1,105	1,000	0,905	0,820	0,742	0,672	0,608	0,551
	20°C	1,126	1,020	0,923	0,836	0,757	0,685	0,620	0,561
	22°C	1,149	1,040	0,941	0,852	0,771	0,698	0,632	0,572

Prospetto 11.LXVIII - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'aria esterna e dell'aria in uscita per macchine aria-aria con funzionamento parzializzato al 25%

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,351	1,210	1,070	0,929	0,880
	18°C	1,410	1,257	1,114	0,979	0,929
	19°C	1,427	1,266	1,124	1,000	0,948
	20°C	1,459	1,299	1,153	1,018	0,967
	22°C	1,522	1,366	1,210	1,054	1,003

Prospetto 11.LXIX - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'aria interna per macchine acqua-aria con funzionamento a pieno carico (100%)

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,210	1,070	0,929	0,880	0,782
	18°C	1,257	1,114	0,979	0,929	0,831
	19°C	1,266	1,124	1,000	0,948	0,845
	20°C	1,299	1,153	1,018	0,967	0,864
	22°C	1,366	1,210	1,054	1,003	0,902

Prospetto 11.LXX - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'aria interna per macchine acqua-aria con funzionamento parzializzato al 75%

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	1,070	0,928	0,880	0,782	0,685
	18°C	1,114	0,979	0,929	0,831	0,736
	19°C	1,124	1,000	0,948	0,845	0,750
	20°C	1,153	1,018	0,967	0,864	0,767
	22°C	1,210	1,054	1,003	0,902	0,802

Prospetto 11.LXXI - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'aria interna per macchine acqua-aria con funzionamento parzializzato al 50%

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

		Temperatura ingresso acqua condensatore				
		18°C	22°C	26°C	30°C	32°C
Temperatura b.u. aria ambiente interno	16°C	0,928	0,880	0,782	0,685	0,585
	18°C	0,979	0,929	0,831	0,736	0,636
	19°C	1,000	0,948	0,845	0,750	0,650
	20°C	1,018	0,967	0,864	0,767	0,667
	22°C	1,054	1,003	0,902	0,802	0,700

Prospetto 11.LXXII - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'aria interna per macchine acqua-aria con funzionamento parzializzato al 25%

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

Temperatura acqua in uscita °C	Temperatura aria esterna °C (Δθ=5K)			
	3,0	5,0	7,0	9,0
0	0,98	0,99	1,01	1,03
5	0,98	0,99	1,01	1,03
10	0,98	0,99	1,01	1,03
15	0,98	0,99	1,01	1,03
20	0,98	0,99	1,01	1,03
25	0,97	0,99	1,01	1,03
30	0,90	0,98	1,01	1,03
35	0,67	0,87	1,00	1,02
40	-	-	0,88	0,93
45	-	-	0,67	0,78

Prospetto 11.LXXIII - Valori del coefficiente correttivo η_1 in funzione delle temperature dell'acqua in ingresso e dell'aria esterna per macchine acqua-aria con funzionamento al 100%
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

Coefficiente C_d per unità ad assorbimento modulanti										
FC	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
C_d	0,72	0,81	0,88	0,93	0,97	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00

Prospetto 11.LXXIV - Valori del coefficiente correttivo C_d per considerare il funzionamento parzializzato delle macchine aria-acqua ad assorbimento modulanti
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

Coefficiente C_d per unità ad assorbimento on-off										
F_k	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
C_d	0,68	0,77	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,99	1,00	1,00

Prospetto 11.LXXV - Valori del coefficiente correttivo C_d per considerare il funzionamento parzializzato delle macchine aria-acqua ad assorbimento on-off
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

Per refrigeratori ad assorbimento di tipo modulante o anche on-off gestiti in impianto con logica di inserimento "in cascata", il calcolo del coefficiente C_d viene effettuato con la seguente formula:

$$C_d = \frac{N + (n \cdot C_d^*)}{N + n} \quad (11.362)$$

dove:

- C_d è il coefficiente correttivo dell'intero sistema di generazione "in cascata" alle condizioni considerate;
- C_d^* è il coefficiente correttivo delle unità ad assorbimento effettivamente in condizioni di carico parziale;
- N è il numero di unità ad assorbimento previste in funzionamento a pieno carico;
- n è il numero di unità ad assorbimento previste in condizioni di carico parziale.

11.9.5 Coefficienti di correzione per l'adeguamento alle reali condizioni di funzionamento

La presente appendice illustra i metodi di calcolo per i coefficienti η_2 , η_3 , η_4 , η_5 , η_6 ed η_7 in funzione della tipologia di macchina. È possibile interpolare, ma non estrapolare, i coefficienti riportati nei prospetti.

L'uso di batterie con alette pre-rivestite con film anticorrosione comporta un degrado delle prestazioni trascurabile e pertanto non viene preso in considerazione come fattore di correzione.

11.9.5.1 Macchine ad espansione diretta "aria-aria" (raffreddate ad aria)

Si tratta per esempio di unità monoblocco installate a finestra o attraverso la parete, sistemi split trasferibili, sistemi split fissi, armadi monoblocco, roof-top.

11.9.5.1.1 Per tutte le unità

L'andamento del coefficiente di correzione η_2 in funzione della velocità del ventilatore unità interna (e quindi della portata d'aria, che influenza la temperatura/pressione di evaporazione) è riportato nel Prospetto 11.LXXVI.

Velocità ventilatore	η_2
Alta (nominale)	1,00
Media	0,99
Bassa	0,98

Prospetto 11.LXXVI - Coefficiente di correzione η_2 in funzione della velocità del ventilatore unità interna
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.1.2 Sistemi split con compressore a velocità fissa

I valori del coefficiente di correzione η_3 in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di aspirazione per il collegamento fra unità interna ed unità esterna sono riportati nel Prospetto 11.LXXVII.

Lunghezza (m)	3	7,5	10	15	20	30	40	50
η_3	1,04	1,00	0,975	0,955	0,94	0,915	0,875	0,81

Prospetto 11.LXXVII - Coefficiente di correzione η_3 in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di aspirazione per il collegamento fra unità interna ed unità esterna
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.1.3 Unità o sistemi con sezione interna canalizzata

Oltre ai coefficienti correttivi dei prospetti sopra riportati occorre tener conto anche della variazione della portata d'aria rispetto a quella nominale, dovuta alle perdite di carico dei canali dell'unità interna. Nel Prospetto 11.LXXVIII sono riportati i coefficienti di correzione η_4 in funzione della portata dei canali.

Percentuale della portata nominale (%)	80	90	100	110	120
η_4	0,96	0,98	1,00	1,02	1,03

Prospetto 11.LXXVIII - Coefficiente di correzione η_4 in funzione della portata dei canali dell'unità interna
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.1.4 Unità o sistemi con sezione esterna canalizzata, o insonorizzata

Oltre ai coefficienti correttivi dei prospetti sopra riportati occorre tener conto introducendo il fattore di correzione η_5 (il cui andamento è descritto nel Prospetto 11.LXXIX) anche della variazione della portata d'aria rispetto a quella nominale, dovuta alle perdite di carico dei canali dell'unità esterna o dei setti insonorizzanti.

Percentuale della portata nominale (%)	80	90	100	110	120
η_5	0,94	0,97	1,00	1,02	1,04

Prospetto 11.LXXIX - Coefficiente di correzione η_5 in funzione della portata dei canali dell'unità esterna
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.2 Macchine ad espansione diretta "acqua-aria" (raffreddate ad acqua) con compressore a velocità fissa

11.9.5.2.1 Per tutte le unità

I valori del coefficiente di correzione η_2 in funzione della velocità del ventilatore unità interna sono riportati nel Prospetto 11.LXXX.

Velocità ventilatore	η_2
Alta	1,00
Media	0,99
Bassa	0,98

Prospetto 11.LXXX - Coefficiente di correzione η_2 in funzione della velocità del ventilatore unità interna
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.2.2 Sistemi split con compressore a velocità fissa

I coefficienti di correzione η_3 in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di aspirazione per il collegamento fra unità interna ed unità esterna sono riportati nel Prospetto 11.LXXXI.

Lunghezza (m)	3	7,5	10	15	20	30	40	50
η_3	1,04	1,00	0,975	0,955	0,94	0,915	0,875	0,81

Prospetto 11.LXXXI - Coefficiente di correzione η_3 in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di aspirazione per il collegamento fra unità interna ed unità esterna
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.2.3 Unità o sistemi con sezione interna canalizzata

Oltre ai coefficienti correttivi dei prospetti sopra riportati occorre tener conto, introducendo il coefficiente di correzione η_4 (il cui andamento è riportato nel Prospetto 11.LXXXII) anche della variazione della portata d'aria rispetto a quella nominale, dovuta alle perdite di carico dei canali dell'unità interna.

Percentuale della portata nominale (%)	80	90	100	110	120
η_4	0,96	0,98	1,00	1,02	1,03

Prospetto 11.LXXXII - Coefficiente di correzione η_4 in funzione della portata dei canali dell'unità interna
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.2.4 Unità con acqua a portata fissa

In caso non sia previsto il controllo (pressostatico o termostatico) della temperatura/pressione di condensazione, ma il flusso d'acqua sia costante (per esempio: uso di acqua di torre), si deve applicare il coefficiente correttivo η_5 che tenga conto della portata d'acqua diversa da quella di riferimento (Prospetto 11.LXXXIII) ed il coefficiente correttivo η_6 per la variazione del fattore di sporcamento (Prospetto 11.LXXXIV).

Percentuale della portata nominale (%)	65	100	130
η_5	0,91	1,00	1,05
<ul style="list-style-type: none"> - Temperatura di riferimento acqua in entrata condensatore: 30 °C, in uscita: 35 °C. - Temperatura aria in ingresso evaporatore: 27 °C bulbo secco /19 °C bulbo umido. - Portata nominale acqua: $\Delta\theta = 5$ °C - Portata 65%: $\Delta\theta = 7,7$ °C - Portata 130%: $\Delta\theta = 3,85$ °C 			

Prospetto 11.LXXXIII - Coefficiente correttivo η_5 per la portata d'acqua (ovvero $\Delta\theta$) diversa da quelle di riferimento
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

Fattore di sporcamento [m ² K/W]	0,02202	0,04403	0,08806	0,13209	0,17612
η_6	1,006	1,00	0,961	0,934	0,907
<p>Il valore di riferimento del fattore di sporcamento è 0,04403 (m²K)/kW; una sua variazione, eventualmente evidenziata dal progettista alla luce della qualità dell'acqua, per esempio di fiume piuttosto che di lago o mare, fa variare inversamente il coefficiente di scambio e quindi la temperatura di condensazione.</p>					

Prospetto 11.LXXXIV - Coefficiente correttivo η_6 per variazione del fattore di sporcamento
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.2.5 Utilizzo di miscela incongelabile sul condensatore

L'utilizzo di miscele incongelabili sul condensatore (per esempio glicole etilenico) peggiora il coefficiente di scambio e quindi la temperatura di condensazione.

Nel Prospetto 11.LXXXV sono riportati i valori del coefficiente correttivo η_7 da utilizzare in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua.

Percentuale di glicole (%)	10	20	30
η_7	0,991	0,989	0,985

Prospetto 11.LXXXV - Coefficiente correttivo η_7 in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.2.6 Unità con valvola pressostatica/termostatica

Per macchine dotate di valvola pressostatica o termostatica per ridurre il consumo di acqua la variazione di portata (in generale non calcolabile "dinamicamente, in continuo"), e quindi di $\Delta\theta$, ma anche il fattore di sporcamento, hanno un'influenza trascurabile. Si prende quindi in considerazione solo il valore di taratura "temperatura uscita acqua dal condensatore" (coefficiente 1, 2, 3 e 4), e si possono trascurare gli altri fattori correttivi legati al condensatore η_5 , η_6 , η_7 .

11.9.5.3 Sistemi idronici "aria-acqua" (gruppi di refrigerazione acqua raffreddati ad aria)

11.9.5.3.1 Per tutte le unità

Nel Prospetto 11.LXXXVI e Prospetto 11.LXXXVII sono riportati rispettivamente i valori del coefficiente correttivo η_2 in funzione del $\Delta\theta$ dell'acqua all'evaporatore e il coefficiente correttivo η_3 per tener conto del fattore di sporcamento.

$\Delta\theta$ (°C)	4	5	6	7
η_2	0,99	1,00	1,01	1,03

La differenza di temperatura di riferimento fra acqua in ingresso e uscita all'evaporatore è di 5 °C. Una eventuale variazione di portata dell'acqua rispetto a quella nominale comporta uno scostamento del $\Delta\theta$, e di conseguenza una variazione della temperatura/pressione di evaporazione.

Prospetto 11.LXXXVI - Coefficiente correttivo η_2 per il $\Delta\theta$ dell'acqua all'evaporatore diverso dal riferimento (variazione portata acqua)
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

Fattore di sporcamento [m ² K/W]	0,02202	0,04403	0,08806	0,13209	0,17612
η_3	1,007	1,00	0,986	0,974	0,950

Il valore di riferimento del fattore di sporcamento è 0,04403 (m²K)/kW. Una sua variazione, eventualmente evidenziata dal progettista alla luce della qualità dell'acqua, fa variare inversamente il coefficiente di scambio e quindi la temperatura di evaporazione.

Prospetto 11.LXXXVII - Coefficiente correttivo η_3 per tener conto del fattore di sporcamento
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.3.2 Utilizzo di miscela incongelabile

Nel Prospetto 11.LXXXVIII sono riportati i valori del coefficiente correttivo η_4 in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua.

Percentuale di glicole(%)	10	20	30
η_4	0,986	0,977	0,969

Prospetto 11.LXXXVIII - Coefficiente correttivo η_4 in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.3.3 Unità o sistemi con sezione esterna canalizzata, o insonorizzata

Oltre ai coefficienti correttivi dei prospetti sopra riportati occorre tener conto anche della variazione della portata d'aria, rispetto a quella nominale, dovuta alle perdite di carico dei canali dell'unità esterna o ai setti insonorizzanti.

Nel Prospetto 11.LXXXIX sono indicati i valori del coefficiente di correzione per la variazione di portata d'aria.

Percentuale della portata nominale (%)	80	90	100	110	120
η_5	0,96	0,98	1,00	1,02	1,03

In caso di uso di setti insonorizzanti si ponga $394\eta_5$ pari a 0,93.

Prospetto 11.LXXXIX - Coefficiente di correzione η_5 per la variazione di portata d'aria
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.3.4 Sistemi split (condensatore remoto)

Nel Prospetto 11.XC sono indicati i fattori di correzione η_6 delle capacità in raffreddamento in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di mandata per il collegamento fra unità interna ed unità esterna.

Lunghezza tubazione (m)	10	15	20	30	40	50
η_6	0,974	0,953	0,937	0,908	0,866	0,801

Prospetto 11.XC - Coefficiente di correzione η_6 delle capacità in raffreddamento in funzione della lunghezza equivalente della tubazione di mandata per il collegamento fra unità interna ed unità esterna
(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.4 Sistemi idronici "acqua-acqua" (gruppi di refrigerazione acqua raffreddati ad acqua)

11.9.5.4.1 Per tutte le unità

Nel Prospetto 11.XCI e Prospetto 11.XCII sono indicati i coefficienti correttivi da utilizzare rispettivamente per il $\Delta\theta$ acqua all'evaporatore diverso da quello di riferimento e per la variazione del fattore di sporramento.

$\Delta\theta$ (°C)	4	5	6	7
η_2	0,99	1,00	1,01	1,03

La differenza di temperatura di riferimento fra acqua in ingresso e uscita all'evaporatore è di 5 °C. Una eventuale variazione di portata dell'acqua rispetto a quella nominale comporta uno scostamento del $\Delta\theta$, e di conseguenza una variazione della temperatura/pressione di evaporazione.

Prospetto 11.XCI - Coefficiente correttivo η_2 da utilizzare per il $\Delta\theta$ acqua all'evaporatore diverso da quello di riferimento (variazione portata acqua)

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

Fattore di sporcamento [m ² K/W]	0,02202	0,04403	0,08806	0,13209	0,17612
η_3	1,007	1,00	0,986	0,974	0,950

Il valore di riferimento del fattore di sporcamento è 0,04403 (m²K)/kW. Una sua variazione, eventualmente evidenziata dal progettista alla luce della qualità dell'acqua, fa variare inversamente il coefficiente di scambio e quindi la temperatura di evaporazione.

Prospetto 11.XCII - Coefficiente correttivo η_3 per la variazione del fattore di sporcamento

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.4.2 Utilizzo di miscela incongelabile sull'evaporatore

Nel Prospetto 11.XCIII sono riportati i valori del coefficiente correttivo da utilizzare in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua.

Percentuale di glicole(%)	10	20	30
η_4	0,986	0,977	0,969

Prospetto 11.XCIII - Coefficiente correttivo η_4 in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.4.3 Unità con acqua di condensazione a portata fissa

In questo caso la differenza di temperatura di riferimento fra acqua in ingresso ed in uscita al condensatore è di 5 °C. Una eventuale variazione di portata dell'acqua rispetto a quella nominale comporta uno scostamento del $\Delta\theta$, e di conseguenza una variazione della temperatura/pressione di condensazione di cui bisogna tener conto attraverso il coefficiente correttivo η_5 (Prospetto 11.XCIV).

$\Delta\theta$ (°C)	3	4	5	6	7	8	9	10
η_5	1,047	1,021	1,00	0,966	0,956	0,929	0,907	0,880

Prospetto 11.XCIV - Coefficiente correttivo η_5 per il $\Delta\theta$ (portata acqua) al condensatore diversi da quelli di riferimento

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

Nel Prospetto 11.XCV sono riportati i valori del coefficiente correttivo per la variazione del fattore di sporcamento.

Fattore di sporcamento [m ² K/W]	0,02202	0,04403	0,08806	0,13209	0,17612
η_6	1,006	1,00	0,961	0,934	0,907
Il valore di riferimento del fattore di sporcamento è 0,04403 (m ² K)/kW. Una sua variazione, eventualmente evidenziata dal progettista alla luce della qualità dell'acqua, per esempio di fiume piuttosto che di lago o mare, fa variare inversamente il coefficiente di scambio e quindi la temperatura di condensazione.					

Prospetto 11.XCV - Coefficiente correttivo η_3 per variazione del fattore di sporcamento per unità con acqua di condensazione a portata fissa

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.4.4 Utilizzo di miscela incongelabile sul condensatore

Nel Prospetto 11.XCVI sono indicati i valori del coefficiente correttivo in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua.

Percentuale di glicole(%)	10	20	30
η_7	0,991	0,989	0,985

Prospetto 11.XCVI - Coefficiente correttivo η_4 in funzione della percentuale di glicole aggiunto all'acqua

(Fonte: UNI TS 11300-3:2010)

11.9.5.4.5 Unità con valvola pressostatica/termostatica

Per macchine dotate di valvola pressostatica o termostatica per ridurre il consumo di acqua la variazione di portata (in generale non calcolabile "dinamicamente, in continuo"), e quindi di $\Delta\theta$, ma anche il fattore di sporcamento, hanno un'influenza trascurabile. Si prende quindi in considerazione solo il valore di taratura "temperatura uscita acqua dal condensatore" (coefficiente 1, 2, 3 e 4), e si possono trascurare gli altri fattori correttivi legati al condensatore η_5 , η_6 , η_7 .

11.10 Generatori termici ed elettrici: cogeneratori

Il presente dispositivo considera tra i vari sottosistemi di generazione termica anche i generatori combinati che producono contemporaneamente energia termica ed elettrica, e in particolare, le unità di micro - cogenerazione o di piccola cogenerazione con potenza elettrica sino a 1000 kW alimentati con combustibili liquidi o gassosi fossili o con biogas e bioliquidi. I metodi di calcolo descritti nel seguito non sono applicabili a sistemi cogenerativi di potenza elettrica maggiore.

Ai fini dell'applicazione della presente metodologia di calcolo è necessario inoltre che:

- le unità cogenerative siano connesse in parallelo alla rete elettrica pubblica;
- la regolazione della sezione cogenerativa sia esclusivamente in funzione del fabbisogno di calore in ingresso al sottosistema di distribuzione (**modalità termico segue**);
- tutta l'energia termica prodotta in cogenerazione sia effettivamente utilizzata, ovvero non sia previsto l'intervento di sistemi per la dissipazione del calore prodotto durante il normale esercizio dell'impianto.

Sono esclusi dall'ambito di applicazione del presente dispositivo:

- gli impianti ad isola, ossia non connessi alla rete elettrica pubblica;

- gli impianti connessi in parallelo rete provvisti di sistemi di dissipazione del calore prodotto dal motore primo, ad eccezione di quegli impianti ove i sistemi di dissipazione vengano abilitati solo durante il periodo di commutazione ad isola in caso di mancanza di tensione della rete pubblica (impianti funzionanti in continuo, ma in grado di assicurare anche la continuità elettrica ad una sezione privilegiata della rete dell'edificio o complesso di edifici);
- gli impianti serviti da unità di cogenerazione destinati alla generazione simultanea di energia termica e meccanica (per esempio pompe di calore azionate da motori endotermici, queste sono trattate nel paragrafo relativo alle pompe di calore);
- gli impianti a ciclo Rankine a vapore o a fluido organico per la produzione di energia elettrica e recupero di calore.

11.10.1 Classificazione delle unità cogenerative

Le unità cogenerative sono classificate in base a:

Tipologia di motore primo:

- motore a combustione interna (ciclo Otto e ciclo Diesel);
- turbina a gas con recupero del calore dei gas di scarico;
- altre tipologie (motori a combustione esterna con ciclo Stirling, celle a combustibile, ecc.).

Modalità di funzionamento:

- regime a punto fisso (funzionamento on-off, senza modulazione del carico);
- modulazione del carico con variazione della potenza elettrica erogata dalla nominale $\Phi_{CG,el,nom}$ alla minima tecnica possibile $\Phi_{CG,el,min}$.

Tipologia di circuito idraulico di recupero termico:

- recupero costante e non modificabile;
- con by-pass sul recupero fumi, o altro dispositivo che permetta di non recuperare una porzione ben definita dell'energia termica prodotta, la quale, a by-pass aperto, viene dissipata in atmosfera.

Modo di assemblaggio dell'unità cogenerativa:

- sistema assemblato da unico fabbricante che ne dichiara le prestazioni in termini di curve prestazionali. Il sistema deve comprendere almeno il motore primo, gli scambiatori per il recupero del calore, il generatore elettrico e gli organi di regolazione; in aggiunta come opzioni un serbatoio di accumulo termico inerziale e/o un generatore di calore integrativo non cogenerativo;
- sistema assemblato su progetto con organi provenienti da diversi fabbricanti.

Accumulo termico inerziale:

- sottosistema privo di accumulo;
- sottosistema con accumulo presente lato impianto, ossia esterno al sistema cogenerativo;
- sottosistema con accumulo incluso nel sistema cogenerativo.

Composizione della unità cogenerativa:

Ai fini dell'applicazione dei metodi di calcolo del presente dispositivo, è necessario considerare la sezione cogenerativa nel suo complesso e distinguere tra:

- sottosistema costituito da un'unica unità di cogenerazione;
- sottosistema costituito da più unità di cogenerazione in cascata, con regolazione comune che ne prevede l'accensione in sequenza in funzione del fabbisogno termico all'ingresso del sottosistema di distribuzione.

11.10.2 Confini del sottosistema e vincoli

Sono compresi nei confini del sottosistema l'unità di cogenerazione, se singola, o più unità cogenerative in cascata (sezione cogenerativa) e l'eventuale sistema di accumulo termico ad essa/e dedicato. Un eventuale generatore di calore a fiamma non cogenerativo di integrazione è considerato incluso nel sottosistema solo se integrato nel sottosistema fornito dal fabbricante di cui il fabbricante stesso fornisce tutti i dati prestazionali. Altri generatori di calore collegati allo stesso circuito idraulico, ma esterni al sottosistema 'come fornito' si calcolano secondo i precedenti paragrafi.

Sono inoltre inclusi i dispositivi **ausiliari dipendenti** alimentati dal generatore elettrico (o direttamente dal motore primo) dei quali il fabbricante ha tenuto conto nelle curve prestazionali di potenza elettrica netta, indicati nel seguito come ausiliari a bordo macchina.

Si definiscono **ausiliari indipendenti** quelli esterni ai confini sopra indicati ma strettamente funzionali alla sezione cogenerativa e i cui consumi e relativi recuperi termici devono essere determinati in base alle relative potenze elettriche secondo il presente dispositivo come ausiliari di centrale.

Per poter applicare le metodologie di calcolo seguenti deve essere verificato che:

- le temperature del fluido termovettore in uscita da tutte le unità costituenti la sezione cogenerativa siano uguali o superiori alla massima temperatura in mandata richiesta all'ingresso del sottosistema di distribuzione:

$$\theta_{CG,out,max} \geq \max[\theta_{d,in,av,k}] \quad (11.363)$$

- la temperatura massima ammissibile del fluido termovettore in ingresso a tutte le unità sia uguale o maggiore alla massima temperatura in ritorno dal sottosistema di distribuzione:

$$\theta_{CG,in,max} \geq \max[\theta_{d,ret,av,k}] \quad (11.364)$$

dove

- $\theta_{CG,out,max}$ temperatura massima del fluido termovettore in uscita dalla sezione cogenerativa, [°C];
- $\theta_{CG,in,max}$ temperatura massima ammissibile del fluido termovettore in ingresso alla sezione cogenerativa, [°C];
- $\theta_{d,in,av,k}$ temperatura media mensile del fluido termovettore richiesta dal k-esimo sottosistema di distribuzione, [°C].

$\theta_{d,ret,av,k}$ temperatura media mensile del fluido termovettore di ritorno dal k-esimo sottosistema di distribuzione, [°C].

Se solo una delle precedenti condizioni non è rispettata la condizione di operatività del generatore è posta OP="NO".

11.10.3 Verifica della congruità dell'accumulo termico

Se è presente un sistema di accumulo termico, integrato o no nella sezione cogenerativa, comunque ad essa dedicato, questo consente di disaccoppiare la richiesta di energia termica dalla sua produzione condizionando, tramite la sua capacità, la prestazione della sezione cogenerativa. Le metodologie di calcolo di seguito riportate tengono in considerazione tale effetto tramite la definizione di un indice di congruità dell'accumulo termico, α , che deve essere quindi determinato ogni mese preliminarmente.

L'indice di congruità dell'accumulo termico, α , è definito come:

$$\alpha = \frac{Q_{CG,s}}{Q_{CG,s,des}} \quad (11.365)$$

dove:

$Q_{CG,s}$ capacità effettiva media mensile di accumulo di energia termica utile, [kWh].

$Q_{CG,s,des}$ capacità nominale di accumulo di energia termica utile, [kWh];

Si possono verificare i seguenti casi:

- $\alpha > 1$: accumulo maggiore del limite di congruità – si assume come congruo;
- $\alpha = 1$: accumulo congruo;
- $0 < \alpha < 1$: accumulo presente ma non congruo.

La capacità effettiva media mensile di accumulo di energia termica utile, $Q_{CG,s}$, tiene conto della temperatura media mensile di ritorno dal sottosistema di distribuzione e dalla temperatura massima in uscita delle unità cogenerative, e si calcola come:

$$Q_{CG,s} = \frac{\rho \cdot V \cdot c \cdot (\theta_{CG,out,max} - \theta_{d,ret,av})}{3600} \quad (11.366)$$

dove:

$Q_{CG,s}$ capacità effettiva media mensile di accumulo di energia termica utile, [kWh];

ρ massa volumica del mezzo di accumulo termico, [kg/m³];

V volume utile dell'accumulo termico (volume del mezzo di accumulo), [m³];

c capacità termica specifica massica del fluido che costituisce il mezzo di accumulo termico, [kJ/(kg K)];

$\theta_{CG,out,max}$ temperatura massima del fluido termovettore in uscita dalla sezione cogenerativa, [°C];

$\theta_{d,ret,av}$ temperatura media mensile del fluido termovettore di ritorno dal sottosistema di distribuzione, [°C].

La capacità nominale di accumulo di energia termica utile, $Q_{CG,s,des}$, si definisce per ciascun mese, come il minimo tra le seguenti coppie di valori:

- durante la stagione di riscaldamento:

$$Q_{CG,s,des} = \min \left[0,25 \cdot Q_{H,req,av,day} + 0,29 \cdot Q_{W,req,in,av,day} ; 3,00 \cdot \sum_{i=1}^{N_{CG}} (\Phi_{CG,out,nom})_i \right] \quad (11.367)$$

- al di fuori della stagione di riscaldamento:

$$Q_{CG,s,des} = \min \left[0,40 \cdot Q_{C,H,req,av,day} + 0,29 \cdot Q_{W,req,av,day} ; 4,00 \cdot \sum_{i=1}^{N_{CG}} (\Phi_{CG,out,nom})_i \right] \quad (11.368)$$

dove:

- $Q_{H,req,av,day}$ richiesta media giornaliera di energia termica del servizio riscaldamento e/o climatizzazione ambienti alla sezione cogenerativa, [kWh];
 $Q_{W,req,av,day}$ richiesta media giornaliera di energia termica del servizio acqua calda sanitaria alla sezione cogenerativa, [kWh];
 $Q_{C,H,req,av,day}$ richiesta media giornaliera di energia termica della centrale frigorifera per alimentazione di un'unità ad assorbimento, [kWh];
 $\Phi_{CG,ter,out,nom}$ potenza termica nominale dell'i-esimo cogeneratore, [kW];
 N_{CG} numero di cogeneratori costituenti la sezione cogenerativa, [-].

Le richieste medie giornaliere di energia termica sono determinati nel giorno di caratteristiche medie mensili come segue:

$$Q_{H,req,av,day} = ((Q_{X,H,gn,out} + Q_{X,HA,gn,out}) / N_G)_m \quad (11.369)$$

$$Q_{W,req,av,day} = (Q_{X,W,gn,out} / N_G)_m \quad (11.370)$$

$$Q_{C,H,req,av,day} = (Q_{C,H,g,in} / N_G)_m \quad (11.371)$$

dove:

- $Q_{X,H,gn,out}$ è l'energia termica mensile richiesta al cogeneratore della centrale X per il servizio riscaldamento ambienti, [kWh], definita dalla (11.74);
 $Q_{X,HA,gn,out}$ è l'energia termica mensile richiesta al cogeneratore della centrale X per il servizio climatizzazione invernale, [kWh], definita dalla (11.74);
 $Q_{X,W,gn,out}$ è l'energia termica mensile richiesta al cogeneratore della centrale X per il servizio acqua calda sanitaria, [kWh], definita dalla (11.74);
 $Q_{C,H,g,in}$ è il fabbisogno mensile di energia termica della centrale frigorifera per alimentazione di un sistema ad assorbimento, [kWh];
 N_G è il numero di giorni del mese m, [-].

Nota 1 È ammesso considerare una temperatura media di ritorno dal sottosistema di distribuzione ridotta nei mesi estivi qualora sia attiva solo la produzione di acqua calda sanitaria, purché la soluzione impiantistica adottata (dimensionamento degli scambiatori di calore preposti alla produzione di acqua calda sanitaria) lo consenta effettivamente.

Nota 2 Vengono considerati ai fini della verifica di cui sopra solo sistemi di accumulo utilizzando un fluido in circuito chiuso; i boiler per la preparazione dell'acqua calda sanitaria - essendo vincolati ad una

regolazione volta a garantire un determinato servizio all'utenza ed ai profili di prelievo - non sono inclusi nel computo della capacità di accumulo termico inerziale.

11.10.4 Bilancio energetico del sistema di cogenerazione

Il bilancio energetico del sistema di cogenerazione è dato da:

$$Q_{gn,jn} + W_{aux,ob} = Q_{gn,out} + Q_{gn,L} + W_{gen} \quad (11.372)$$

dove:

$W_{aux,ob}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina del sistema di cogenerazione, [kWh];

$Q_{gn,out}$ è l'energia termica richiesta al cogeneratore, [kWh];

$Q_{gn,L}$ è la perdita termica complessiva del cogeneratore, [kWh];

W_{gen} è l'energia elettrica lorda prodotta dal cogeneratore, [kWh].

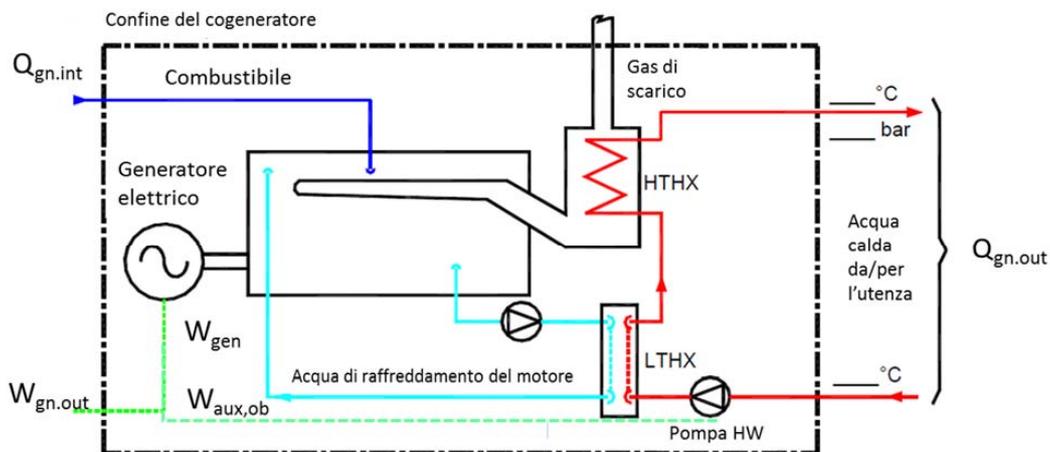


Figura 11.14 – Schema funzionale cogeneratore con ausiliari a bordo macchina.

L'energia elettrica netta che viene prodotta dal generatore è:

$$W_{gn,out} = W_{gen} - W_{aux,ob} \quad (11.373)$$

da cui il bilancio energetico diventa:

$$Q_{gn,jn} = Q_{gn,out} + Q_{gn,L} + W_{gn,out} \quad (11.374)$$

Introducendo il rendimento termico e il rendimento elettrico medio mensile, $\bar{\eta}_t$ e $\bar{\eta}_e$, definiti come:

$$\bar{\eta}_t = \frac{Q_{gn,out}}{Q_{gn,jn}} \quad e \quad \bar{\eta}_e = \frac{W_{gn,out}}{Q_{gn,jn}} \quad (11.375)$$

dal bilancio termico si ricavano le perdite complessive come:

$$Q_{gn,L} = \left(\frac{1}{\bar{\eta}_{th}} - 1 - \frac{\bar{\eta}_{el}}{\bar{\eta}_{th}} \right) \cdot Q_{gn,out} \quad (11.376)$$

Nel caso in cui si impiega il modello di calcolo del contributo frazionale (punto § 11.10.6), l'energia in ingresso al sistema di cogenerazione si calcola direttamente con:

$$Q_{gn,in} = \frac{Q_{gn,out}}{\bar{\eta}_{th}} \quad (11.377)$$

mentre l'energia elettrica netta prodotta si calcola come:

$$W_{gn,out} = \bar{\eta}_{el} \cdot Q_{gn,in} \quad (11.378)$$

e in assenza di informazioni dettagliate, in sostituzione dei rendimenti medi mensili, mese per mese, si assumono i rendimenti nominali.

Nel caso in cui si impiega il modello di calcolo del profilo di carico mensile (punto § 11.10.7), l'energia in ingresso al sistema di cogenerazione e l'energia elettrica prodotta, così come quella termica, si calcolano come riportato al punto 11.10.7.5.

Siccome in un sistema cogenerativo i prodotti su cui ripartire il consumo di combustibile, $Q_{gn,in}$, sono due: l'energia termica e l'energia elettrica, esiste un grado di libertà nell'attribuire a uno dei due rispetto all'altro il ruolo di sottoprodotto. Per definire in modo univoco quale è la quantità di combustibile associata ad un prodotto e all'altro, si introducono i seguenti **fattori di allocazione**, (*metodo della produzione alternativa*):

$$\alpha_{th} = \frac{\frac{\eta_{th}}{\eta_{th,ref}}}{\frac{\eta_{el}}{\eta_{el,ref}} + \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,ref}}} \quad (11.379)$$

$$\alpha_{el} = \frac{\frac{\eta_{el}}{\eta_{el,ref}}}{\frac{\eta_{el}}{\eta_{el,ref}} + \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,ref}}}$$

dove:

α_{th} è il fattore di allocazione termico, [-];

α_{el} è il fattore di allocazione elettrico, [-];

η_{th} è il rendimento termico del cogeneratore, [-];

η_{el} è il rendimento elettrico del cogeneratore, [-];

$\eta_{th,ref}$ è il rendimento termico di riferimento, i cui valori sono riportati nell'Allegato , [-];

$\eta_{el,ref}$ è il rendimento elettrico di riferimento , i cui valori sono riportati nell'Allegato , [-].

Si definiscono così due distinte richieste di energia da parte del cogeneratore, quella relativa alla produzione di energia termica, $Q_{gn,in,th}$, e quella relativa alla produzione di energia elettrica, $Q_{gn,in,el}$, calcolate come:

$$Q_{gn,in,th} = \alpha_{th} \cdot Q_{gn,in} \quad (11.380)$$

$$Q_{gn,in,el} = \alpha_{el} \cdot Q_{gn,in} \quad (11.381)$$

Le formule (11.379), (11.380) e (11.381) sono valide indipendentemente dalla taglia dei sistemi cogenerativi. Tali formule risultano valide a prescindere dalla potenza elettrica e termica del sistema cogenerativo e quindi sono applicabili anche a impianti di cogenerazione abbinati a reti di teleriscaldamento.

11.10.4.1 *Fattore di carico termico effettivo e rendimenti medi mensili*

Il fattore di carico riferito all'energia termica utile complessivamente prodotta dalla sezione cogenerativa nel mese, $FC_{CG,th}$, è dato da:

$$FC_{CG,th} = \frac{Q_{gn,out}}{\Phi_{CG,out,nom,Tot} \cdot \Delta t \cdot 1000} \quad (11.382)$$

dove:

$Q_{gn,out}$ è l'energia termica mensile complessivamente prodotta dalla sezione cogenerativa, [kWh], calcolata come definito al punto § 11.10.6.1 o al punto § 11.10.7.5;

$\Phi_{CG,out,nom,Tot}$ è la potenza termica nominale complessiva della sezione cogenerativa, [kW];

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

La potenza nominale complessiva dalla sezione cogenerativa composta da N_{CG} unità, anche di potenze diverse tra loro, è data da:

$$\Phi_{CG,out,nom,Tot} = \sum_{k=1}^{N_{CG}} \Phi_{CG,out,nomk} \quad (11.383)$$

11.10.5 *Calcolo dell'energia termica prodotta*

Una sezione cogenerativa non è in grado di fornire sempre l'energia termica richiesta nel mese, in funzione delle specifiche caratteristiche delle unità cogenerative adottate e della presenza o meno di un accumulo termico. Ad esempio non è in grado di funzionare sotto una certa soglia di potenza termica richiesta, nel qual caso non si attiva e un generatore ausiliario deve funzionare al suo posto. La quota di energia effettivamente fornita, sia termica che elettrica, è funzione della domanda istantanea di energia termica, oltre che delle caratteristiche del sistema.

La presente specifica tecnica considera impianti dimensionati secondo le seguenti modalità:

- impianti in cui le unità della sezione cogenerativa sono dimensionate per funzionare a carico nominale per la maggior parte dell'anno o della stagione se adibite a solo riscaldamento;
- impianti in cui la potenza termica totale nominale erogata dalla sezione cogenerativa è sensibilmente maggiore del fabbisogno termico di base richiesto con continuità all'ingresso del sistema di distribuzione. La sezione cogenerativa si trova quindi a funzionare a carico variabile, modulando il fattore di carico della o delle unità di cui è composta e/o avviandole in sequenza secondo logiche di regolazione ad inseguimento termico.

Per ciascuna delle suddette due modalità si fornisce uno specifico metodo di calcolo:

- **“metodo del contributo frazionale”** per la prima modalità;
- **“metodo del profilo di carico mensile”** per la seconda modalità.

Ciascuno dei due metodi può essere utilizzato solo quando siano soddisfatte le condizioni specificate nei rispettivi punti. In particolare Per le unità cogenerative basate su motore stirling, si applica esclusivamente il metodo di calcolo del giorno tipo mensile.

11.10.6 Metodo del contributo frazionale

Questo metodo può essere impiegato solo quando siano rispettate le seguenti condizioni:

- sezione cogenerativa costituita da un'unica unità in assetto cogenerativo funzionante esclusivamente in condizioni nominali, ossia a punto fisso e senza modulazione del carico, la cui accensione e spegnimento siano determinate da una regolazione in modalità segue carico termico. L'impianto, con o senza sistema di accumulo termico inerziale, deve essere privo di by pass-fumi e/o di dissipazione;
- sezione cogenerativa costituita da più unità in cascata, ciascuna funzionante esclusivamente in condizioni nominali, ossia a punto fisso e senza modulazione del carico, in cui l'accensione e lo spegnimento in sequenza dei singoli moduli siano determinate da una regolazione comune che opera esclusivamente in modalità termico segue. L'impianto, con o senza sistema di accumulo termico inerziale, deve essere privo di dissipazione.

I dati prestazionali delle unità di cogenerazione in condizioni nominali devono essere quelli determinati secondo la normativa tecnica vigente e comunque quelli forniti dal fabbricante.

Si richiama l'attenzione sui seguenti aspetti:

- Il rendimento nominale include già le perdite recuperabili dagli ausiliari contenuti all'interno delle unità componenti la sezione cogenerativa, e quindi esse non devono essere nuovamente computate.
- Le perdite dell'eventuale sistema di accumulo, si considerano in deduzione dal fabbisogno all'ingresso del sottosistema di distribuzione in qualora i serbatoi siano posizionati in un locale riscaldato.
- Non si considerano recuperabili altre perdite dalla sezione cogenerativa.

11.10.6.1 Energia termica utile prodotta su base mensile

L'energia termica utile prodotta su base mensile della sezione cogenerativa $Q_{CG,out,m}$ può essere destinata a:

- 1) riscaldamento e/o climatizzazione degli ambienti;
- 2) produzione di acqua calda sanitaria;
- 3) postriscaldamento estivo;
- 4) vettore energetico, sotto forma di acqua calda o surriscaldata, destinato all'alimentazione di un sistema di raffrescamento ad assorbimento per la produzione di acqua refrigerata.

L'energia termica utile complessiva prodotta dalla sezione cogenerativa è determinata dalla seguente equazione:

$$Q_{gn,out} \equiv Q_{CG,out} = X_{HW,CG} \cdot (Q_{X,H,gn,out} + Q_{X,HA,gn,out} + Q_{X,W,gn,out}) + X_{CH,CG} \cdot (Q_{C,H,g,in} + Q_{X,HCA,gn,out}) \quad (11.384)$$

dove:

- $Q_{X,H,gn,out}$ è l'energia termica mensile richiesta al cogeneratore della centrale X per il servizio riscaldamento ambienti, [kWh], definita dalla (11.74);
- $Q_{X,HA,gn,out}$ è l'energia termica mensile richiesta al cogeneratore della centrale X per il servizio climatizzazione invernale, [kWh], definita dalla (11.74);
- $Q_{X,W,gn,out}$ è l'energia termica mensile richiesta al cogeneratore della centrale X per il servizio acqua calda sanitaria, [kWh], definita dalla (11.74);
- $Q_{X,HCA,gn,out}$ è l'energia termica mensile richiesta al cogeneratore della centrale X per il servizio climatizzazione estiva (postriscaldamento), [kWh], definita dalla (11.74);
- $Q_{C,H,g,in}$ è il fabbisogno mensile di energia termica della centrale frigorifera per alimentazione di un sistema ad assorbimento, [kWh];
- $X_{HW,CG}$ è la frazione di energia termica erogata dalla sezione cogenerativa per riscaldamento e/o la climatizzazione invernale e la produzione di acqua;
- $X_{CH,CG}$ è la frazione di energia termica erogata dalla sezione cogenerativa per produzione di acqua calda destinata all'alimentazione della centrale frigorifera per azionare unità ad assorbimento.

La frazione cogenerata, $X_{HW,CG}$, si determina mensilmente dal Prospetto 11.XCVII in funzione del parametro, β_{HW} , così definito:

$$\beta_{HW} = \frac{\Phi_{CG,out,nom,Tot}}{(Q_{H,req,av,day} + Q_{W,req,av,day}) / 24} \quad (11.385)$$

dove:

- $\Phi_{CG,out,nom,Tot}$ potenza termica nominale complessiva della sezione cogenerativa, [kW];
- $Q_{H,req,av,day}$ è la richiesta media giornaliera di energia termica del servizio riscaldamento e/o climatizzazione ambienti alla sezione cogenerativa, [kWh], definita dalla (11.369);
- $Q_{W,req,av,day}$ è la richiesta media giornaliera di energia termica del servizio acqua calda sanitaria alla sezione cogenerativa, [kWh], definita dalla (11.370);

β_{HW}	$X_{HW,CG}$			
	$\alpha = 0$			$\alpha \geq 1$
	1*	2*	3*	4
<0,60	β_{HW}	β_{HW}	β_{HW}	β_{HW}
0,600 ÷ 0,625	0,600	0,600	β_{HW}	β_{HW}
0,626 ÷ 0,650	0,605	0,609	β_{HW}	β_{HW}
0,651 ÷ 0,700	0,610	0,615	β_{HW}	β_{HW}
0,701 ÷ 0,750	0,615	0,620	β_{HW}	β_{HW}
0,751 ÷ 0,800	0,620	0,625	β_{HW}	β_{HW}
0,801 ÷ 0,900	0,609	0,630	β_{HW}	β_{HW}
0,901 ÷ 0,950	0,597	0,640	β_{HW}	β_{HW}
0,951 ÷ 1,000	0,480	0,650	β_{HW}	β_{HW}
1,001 ÷ 1,250	0,285	0,700	0,744	1,000
1,251 ÷ 1,500	0,242	0,710	0,751	1,000
1,501 ÷ 1,750	0,198	0,720	0,757	1,000
1,751 ÷ 2,000	0,165	0,600	0,764	1,000
2,001 ÷ 2,500	0,090	0,500	0,770	1,000
2,501 ÷ 3,000	-	0,400	0,731	1,000
3,001 ÷ 4,000	-	0,300	0,693	1,000
4,001 ÷ 5,000	-	0,263	0,654	1,000
5,001 ÷ 6,000	-	0,227	0,616	1,000
6,001 ÷ 7,000	-	0,190	0,577	1,000
7,001 ÷ 8,000	-	-	0,539	1,000
8,001 ÷ 9,000	-	-	0,500	1,000
>9,00	-	-	-	-

* Numero di unità in cascata con uguali caratteristiche prestazionali

Prospetto 11.XCVII – Contributi frazionali
(Fonte: UNI TS 11300-4:2012)

Per sottosistemi senza accumulo termico inerziale si devono utilizzare le colonne 1, 2 o 3 del Prospetto 11.XCVII, rispettivamente per sezioni cogenerative costituite da uno, due o tre unità in cascata con uguali caratteristiche prestazionali.

Qualora sia invece presente un accumulo inerziale congruo secondo le condizioni definite al punto 11.10.3 si deve utilizzare la colonna 4.

Infine, nel caso sia presente un sistema di accumulo non congruo, si determina un contributo frazionale fittizio partendo dai contributi presenti nelle colonne 1 (oppure 2 o 3 per sottosistemi multipli) e 4 mediante la seguente relazione:

$$X_{HW,CG} = (1 - \alpha) \cdot X_{HW,CG}(\alpha = 0) + \alpha \cdot X_{HW,CG}(\alpha \geq 1) \quad (11.386)$$

dove:

α è l'indice di congruità definito dalla (11.365), compreso tra 0 e 1, [-];

$X_{HW,CG}(\alpha=0)$ è la frazione cogenerata ricavata dal Prospetto 11.XCVII per $\alpha=0$, [-];

$X_{HW,CG}(\alpha\geq 1)$ è la frazione cogenerata ricavata dal Prospetto 11.XCVII per $\alpha=1$, [-].

Per valori troppo grandi di β_{HW} , ossia con cogeneratore sovradimensionato non sono indicati valori di $X_{HW,CG}$ poiché essi risulterebbero non affidabili. In tali casi si deve effettuare una verifica con il metodo del profilo del giorno tipo.

Se $\beta_{HW} > 0$, la frazione cogenerata, $X_{CH,CH}$, si determina come:

$$\beta_{HW} > 0 \quad X_{CH,CG} = \frac{Q_{CG,CH,out}}{Q_{C,H,g,in}} = \max \left[0; (\beta_{HW} - 1) \cdot \frac{Q_{H,req,av,day} + Q_{W,req,av,day}}{Q_{C,H,req,av,day}} \right] \quad (11.387)$$

dove:

$Q_{CG,CH,out}$ è l'energia termica mensile fornita dal cogeneratore alla centrale frigorifera per alimentazione di un sistema ad assorbimento, [kWh];

$Q_{C,H,g,in}$ è il fabbisogno mensile di energia termica della centrale frigorifera per alimentazione di un sistema ad assorbimento, [kWh];

β_{HW} è il parametro definito dalla (11.385), [-];

$Q_{H,req,av,day}$ è la richiesta media giornaliera di energia termica del servizio riscaldamento e/o climatizzazione ambienti alla sezione cogenerativa, [kWh], definita dalla (11.369);

$Q_{W,req,av,day}$ è la richiesta media giornaliera di energia termica del servizio acqua calda sanitaria alla sezione cogenerativa, [kWh], definita dalla (11.370);

$Q_{C,H,req,av,day}$ è la richiesta media giornaliera di energia termica della centrale frigorifera per alimentazione di un'unità ad assorbimento, [kWh], definita dalla (11.371).

Se invece $\beta_{HW} = 0$ (mesi in cui non c'è richiesta al cogeneratore né per riscaldamento né per produzione di acqua calda sanitaria), allora si determina un fattore β_{CH} come:

$$\beta_{HW} = 0 \quad \beta_{CH} = \frac{\Phi_{CG,out,nom,Tot}}{Q_{C,H,req,av,day} / 24} \quad (11.388)$$

e si determina la frazione cogenerata, $X_{CH,CH}$, tramite il Prospetto 11.XCVII.

11.10.7 Metodo del profilo di carico mensile

Questo metodo può essere applicato quando siano rispettate le seguenti condizioni:

- in conformità a quanto indicato al punto § 11.10 la sezione cogenerativa funzioni in modalità "termico segue" e nell'esercizio ordinario non sia prevista dissipazione del calore cogenerato ad eccezione del by-pass sul recupero fumi;
- siano disponibili tutte le prestazioni delle unità componenti la sezione cogenerativa in funzione del fattore di carico. I dati devono essere forniti dal fabbricante secondo le norme pertinenti.

In particolare tali dati devono comprendere:

- valori di potenza termica, potenza elettrica netta e potenza termica primaria sul fattore di carico FC_{el} , dalla potenza nominale al minimo tecnico possibile;
- temperature di ingresso ed uscita dell'acqua di raffreddamento a cui sono riferite;
- temperatura, pressione e umidità dell'ambiente di prova.

Qualora l'unità cogenerativa sia in grado di sfruttare la condensazione dei fumi di scarico, la curva di rendimento termico deve essere rilevata per due condizioni di temperatura acqua in ingresso (alta e bassa temperatura). Preferenzialmente devono essere utilizzati rispettivamente 60 °C e 35 °C. Le temperature devono comunque essere specificate a margine delle curve.

La procedura di calcolo prevede:

- 1) determinazione dei fabbisogni del giorno tipo mensile;
- 2) determinazione del profilo di carico del giorno tipo mensile per ogni tipo di fabbisogno;
- 3) calcolo del fabbisogno orario dell'unità cogenerativa e della produzione oraria di energia elettrica in base alle curve prestazionali;
- 4) calcolo del fattore di carico termico, elettrico e del combustibile orari effettivi e delle potenze termica e elettrica erogate e della potenza richiesta medie giornaliere;
- 5) calcolo delle energie prodotte e del fabbisogno energetico su base mensile;
- 6) calcolo del fattore di carico termico effettivo mensile della sezione cogenerativa.

11.10.7.1 *Determinazione dei fabbisogni del giorno tipo mensile*

Per ciascun mese si determina la richiesta di energia termica giornaliera nel giorno tipo (medio mensile) come riportato nel paragrafo § 11.10.3, equazioni (11.369), (11.370) e (11.371).

11.10.7.2 *Determinazione del profilo di carico del giorno tipo mensile per ogni tipo di fabbisogno*

Innanzitutto si determina il profilo orario di temperatura dell'aria esterna nel giorno tipo mensile.

La temperatura dell'aria esterna nell'ora h del mese considerato è data da:

$$\theta_{h,m} = \theta_{av,m} + p_{h,m} \cdot \Delta\theta_m \quad (11.389)$$

dove:

- $\theta_{h,m}$ è la temperatura dell'aria esterna nell'ora h del mese m considerato, [°C];
- $\theta_{av,m}$ è la temperatura media giornaliera media mensile del mese m da Allegato 1 - Prospetto I, [°C];
- $\Delta\theta_m$ è la escursione termica giornaliera del mese m da Allegato 1 - Prospetto II, [°C];
- $p_{h,m}$ è il coefficiente di distribuzione oraria (Prospetto 11.XCVIII), [-].

NOTA: Nel caso di località non capoluogo, per la temperatura seguire le indicazioni del paragrafo § 3.3.5.1 apportando la correzione ai valori di temperatura del capoluogo per tener conto della diversa altitudine della località considerata. Per l'escursione termica adottare invece i valori del capoluogo.

I valori di $p_{h,m}$ sono tabellati nel Prospetto 11.XCVIII per la zona climatica A in cui rientra la Lombardia.

ORA	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Ottobre	Novembre	Dicembre
1	-0.23	-0.23	-0.27	-0.29	-0.34	-0.34	-0.34	-0.32	-0.28	-0.25	-0.25	-0.23
2	-0.26	-0.27	-0.32	-0.34	-0.39	-0.40	-0.38	-0.36	-0.31	-0.28	-0.27	-0.25
3	-0.28	-0.31	-0.35	-0.38	-0.43	-0.44	-0.43	-0.41	-0.34	-0.32	-0.30	-0.38
4	0.31	-0.34	-0.37	-0.42	-0.47	-0.49	-0.47	-0.44	-0.38	-0.35	-0.33	-0.31
5	-0.33	-0.37	-0.40	-0.45	-0.49	-0.50	-0.49	-0.46	-0.41	-0.38	-0.35	-0.33
6	-0.35	-0.39	-0.41	-0.46	-0.46	-0.46	-0.47	-0.46	-0.43	-0.40	-0.38	-0.35
7	-0.37	-0.41	-0.43	-0.45	-0.41	-0.38	-0.41	-0.45	-0.44	-0.42	-0.39	-0.35
8	-0.35	-0.38	-0.38	-0.37	-0.29	-0.25	-0.29	-0.37	-0.38	-0.38	-0.36	-0.34
9	-0.28	-0.28	-0.24	-0.19	-0.11	-0.08	-0.11	-0.19	-0.21	-0.24	-0.24	-0.26
10	-0.17	-0.13	-0.04	0.06	0.12	0.13	0.11	0.06	0.03	-0.02	-0.07	-0.14
11	0.01	0.05	0.16	0.27	0.31	0.39	0.29	0.28	0.26	0.20	0.13	0.02
12	0.19	0.22	0.31	0.39	0.41	0.45	0.39	0.40	0.39	0.35	0.30	0.21
13	0.43	0.41	0.44	0.47	0.47	0.45	0.45	0.47	0.49	0.48	0.48	0.44
14	0.57	0.53	0.53	0.52	0.49	0.48	0.48	0.50	0.54	0.55	0.58	0.58
15	0.61	0.58	0.55	0.53	0.50	0.49	0.49	0.51	0.54	0.56	0.60	0.61
16	0.59	0.57	0.54	0.50	0.48	0.47	0.48	0.50	0.50	0.53	0.56	0.57
17	0.50	0.50	0.47	0.44	0.43	0.42	0.43	0.46	0.42	0.44	0.47	0.47
18	0.37	0.38	0.37	0.35	0.36	0.35	0.36	0.38	0.32	0.32	0.33	0.34
19	0.18	0.21	0.23	0.23	0.26	0.26	0.27	0.27	0.19	0.16	0.14	0.15
20	0.02	0.07	0.09	0.11	0.14	0.15	0.16	0.16	0.07	0.03	-0.01	0.00
21	-0.06	-0.02	0.00	0.01	0.02	0.04	0.05	0.04	-0.02	-0.06	-0.09	-0.08
22	-0.12	-0.08	-0.09	-0.10	-0.11	-0.10	-0.09	-0.09	-0.11	-0.12	-0.14	-0.12
23	-0.16	-0.13	-0.16	-0.18	-0.21	-0.21	-0.20	-0.19	-0.19	-0.18	-0.18	-0.16
24	-0.20	-0.18	-0.22	-0.25	-0.27	-0.28	-0.28	-0.27	-0.24	-0.23	-0.23	-0.20

Prospetto 11.XCVIII – Valori di p_h per le regioni della zona A
(Fonte: UNI TS 11300-4:2012)

Si determina quindi, nota la distribuzione oraria $\theta_{h,m}$, la percentuale di carico $p_{s,h}$ nell'ora h rispetto al fabbisogno giornaliero per il servizio S (riscaldamento, climatizzazione invernale, raffrescamento, climatizzazione estiva), come:

riscaldamento e/o climatizzazione invernale:

$$p_{s,h} = \frac{\max(0; \theta_{H,cut-off} - \theta_{h,m})}{\sum \max(0; \theta_{H,cut-off} - \theta_{h,m})} \cdot 100 \quad (11.390)$$

raffrescamento e/o climatizzazione estiva:

$$p_{s,h} = \frac{\max(0; \theta_{h,m} - \theta_{C,cut-off})}{\sum \max(0; \theta_{h,m} - \theta_{C,cut-off})} \cdot 100 \quad (11.391)$$

h è l'indice dell'ora del giorno, [-];

$\theta_{H,cut-off}$ è la temperatura di spegnimento del sistema in funzione riscaldamento e/o climatizzazione invernale, [°C];

$\theta_{C,cut-off}$ è la temperatura di spegnimento del sistema in funzione raffrescamento e/o climatizzazione estiva, [°C].

NOTA: La temperatura di spegnimento del sistema (detta anche temperatura di bilanciamento) dipende dalle caratteristiche dell'edificio e dagli apporti solari e interni e andrebbe calcolata analiticamente, tuttavia, ai fini del metodo di calcolo, si ritiene sufficiente l'assunzione di un valore convenzionale. I valori di 17 °C e 23 °C sono assunti convenzionalmente come temperatura esterna di bilanciamento alla quale si annulla il carico rispettivamente di riscaldamento e raffrescamento con temperatura di set-point di 20 °C e 26 °C.

Il profilo di carico orario si ottiene applicando la definizione di percentuale di carico $p_{S,h}$:

$$p_{S,h} = \Delta t \cdot \frac{\Phi_{S,req,h}}{Q_{S,req,av,day}} \cdot 100 \quad (11.392)$$

dove:

Δt è pari a 1 h;

$\Phi_{S,req,h}$ è il carico medio orario richiesto dal servizio S alla sezione cogenerativa, [kW];

$Q_{S,req,av,day}$ è la richiesta media giornaliera di energia termica del servizio S alla sezione cogenerativa, [kWh], definita dalla (11.369) e dalla (11.371), comprendendo tra questi anche la richiesta media giornaliera di energia termica della centrale frigorifera.

cioè, noto $p_{S,h}$, si ricava la potenza termica media oraria richiesta dal servizio S come:

$$\Phi_{S,req,h} = p_{S,h} \cdot \frac{Q_{S,req,av,day}}{\Delta t \cdot 100} \quad (11.393)$$

Per il servizio acqua calda sanitaria il profilo dell'andamento orario del fabbisogno si determina diversamente tramite l'impiego del Prospetto 11.XCIX che fornisce la percentuale di carico $p_{W,h}$.

h	$p_{W,h}$
1	2,5%
2	2,8%
3	2,8%
4	0,0%
5	0,0%
6	0,0%
7	13,9%
8	13,9%
9	13,9%
10	2,8%
11	2,8%
12	2,8%
13	2,8%
14	0,7%

15	0,7%
16	0,7%
17	0,7%
18	13,9%
19	13,9%
20	2,8%
21	2,8%
22	2,8%
23	0,0%
24	0,0%
	100,0%

Prospetto 11.XCIX – Valori di $p_{w,h}$
(Fonte: UNI TS 11300-4:2012)

Quindi potenza termica media oraria richiesta dal servizio acqua calda sanitaria si calcola come

$$\Phi_{W,req,h} = p_{S,h} \cdot \frac{Q_{W,req,av,day}}{\Delta t \cdot 100} \quad (11.394)$$

dove:

$\Phi_{W,req,h}$ è il carico medio orario richiesto dal servizio acqua calda sanitaria alla sezione cogenerativa, [kW];

$Q_{W,req,av,day}$ è la richiesta media giornaliera di energia termica del servizio acqua calda sanitaria alla sezione cogenerativa, [kWh], definita dalla (11.369).

NOTA: Per le unità cogenerative compatte dotate di motore Stirling e bruciatore ausiliario per l'integrazione a bordo macchina, si considera anche l'energia richiesta per acqua calda sanitaria unicamente se è previsto un boiler sanitario ad accumulo o un accumulo inerziale congruo ($\alpha \geq 1$). Qualora la preparazione dell'acqua calda sanitaria sia istantanea mediante scambiatore rapido e non sia presente un accumulo termico inerziale rispondente ai requisiti sopra visti, si assume che l'energia termica necessaria alla produzione di acqua calda sanitaria sia interamente fornita dal generatore di calore integrativo.

Il profilo orario della richiesta termica complessiva alla sezione cogenerativa è quindi data dalla somma, ora per ora, delle richieste dei singoli servizi e della centrale frigorifera, cioè:

$$\Phi_{CG,req,h} = \sum_{S=1}^{N_S} (\Phi_{S,req,h}) + \Phi_{C,H,req,h} \quad (11.395)$$

dove:

$\Phi_{S,req,h}$ è il carico medio orario richiesto dal servizio S alla sezione cogenerativa, [kW];

$\Phi_{C,H,req,h}$ è il carico medio orario richiesto dalla centrale frigorifera alla sezione cogenerativa, [kW];

N_S è il numero di servizi contemporaneamente richiesti all'ora h, [-].

Determinato il profilo orario della richiesta termica complessiva alla sezione cogenerativa è possibile calcolare il profilo orario del **fattore di carico termico richiesto**, definito come:

$$FC_{th,req,h} = \frac{\Phi_{CG,req,h}}{\Phi_{CG,out,nom,Tot}} \quad (11.396)$$

dove:

$FC_{th,req,h}$ è il fattore di carico termico richiesto alla sezione cogenerativa, [-];

$\Phi_{CG,req,h}$ è il carico medio orario complessivamente richiesto alla sezione cogenerativa, [kW];

$\Phi_{CG,out,nom,Tot}$ è la potenza termica nominale complessiva della sezione cogenerativa, [kW].

11.10.7.2.1 Fattore di carico termico richiesto medio giornaliero

Se l'unità cogenerativa ha un accumulo termico congruo ($\alpha \geq 1$) può ipotizzare che la presenza dell'accumulo renda sostanzialmente indipendente la prestazione fornita dalla distribuzione oraria della richiesta. In tal caso torna utile l'impiego di un fattore di carico termico richiesto medio giornaliero definito come:

$$FC_{th,req,av} = \frac{\Phi_{CG,req,av}}{\Phi_{CG,out,nom,Tot}} \quad (11.397)$$

dove:

$FC_{th,req,av}$ è il fattore di carico termico medio giornaliero richiesto alla sezione cogenerativa, [-];

$\Phi_{CG,req,av}$ è il carico medio orario medio giornaliero complessivamente richiesto alla sezione cogenerativa, [kW];

$\Phi_{CG,out,nom,Tot}$ è la potenza termica nominale complessiva della sezione cogenerativa, [kW].

con

$$\Phi_{CG,req,av} = \frac{1}{24} \cdot \sum_{h=1}^{24} \Phi_{CG,req,h} \quad (11.398)$$

dove:

$\Phi_{CG,req,h}$ è il carico medio orario complessivamente richiesto alla sezione cogenerativa, [kW];

11.10.7.3 *Calcolo dei fattori di carico termico, elettrico e del combustibile orari effettivi e delle potenze termica e elettrica erogate e della potenza richiesta medie giornaliere*

Il fattore di carico termico orario effettivo della sezione cogenerativa, $FC_{th,h}$, è definito come il rapporto tra la potenza termica media oraria effettivamente erogata dalla sezione cogenerativa e quella nominale,:

$$FC_{th,h} = \frac{\Phi_{CG,out,Tot,h}}{\Phi_{CG,out,nom,Tot}} \quad (11.399)$$

Se tale fattore è noto ora per ora è possibile determinare il profilo orario della potenza termica complessivamente fornita dalla sezione cogeneratrice come:

$$\Phi_{CG,out,Tot,h} = FC_{th,h} \cdot \Phi_{CG,out,nom,Tot} \quad (11.400)$$

dove:

$\Phi_{CG,out,Tot,h}$ è la potenza termica media oraria fornita complessivamente dalla sezione cogenerativa all'ora h, [kW];

$\Phi_{CG,out,nom,Tot}$ è la potenza termica nominale complessiva della sezione cogenerativa, [kW];

$FC_{th,h}$ è il fattore di carico termico effettivo orario della sezione cogenerativa, [-].

La potenza termica media giornaliera fornita dalla sezione cogenerativa, $\Phi_{CG,out,Tot,day}$, è quindi data dalla somma dei fattori di carico termico effettivo orari per la potenza termica nominale complessiva della sezione cogeneratrice (anche quando il fattore di carico risulta uguale tutte le ore):

$$\Phi_{CG,out,Tot,day} = \sum_{h=1}^{24} FC_{th,h} \cdot \Phi_{CG,out,nom,Tot} \quad (11.401)$$

Analogamente il fattore di carico elettrico orario effettivo della sezione cogenerativa, $FC_{el,h}$, è definito come il rapporto tra la potenza elettrica media oraria effettivamente erogata dalla sezione cogenerativa e quella nominale,:

$$FC_{el,h} = \frac{\dot{W}_{CG,out,Tot,h}}{\dot{W}_{CG,out,nom,Tot}} \quad (11.402)$$

Se tale fattore è noto ora per ora è possibile determinare il profilo orario della potenza elettrica complessivamente fornita dalla sezione cogeneratrice come:

$$\dot{W}_{CG,out,Tot,h} = FC_{el,h} \cdot \dot{W}_{CG,out,nom,Tot} \quad (11.403)$$

dove:

$\dot{W}_{CG,out,Tot,h}$ è la potenza elettrica media oraria fornita complessivamente dalla sezione cogenerativa all'ora h, [kW];

$\dot{W}_{CG,out,nom,Tot}$ è la potenza elettrica nominale complessiva della sezione cogenerativa, [kW];

$FC_{el,h}$ è il fattore di carico elettrico effettivo orario della sezione cogenerativa, [-].

La potenza termica elettrica giornaliera fornita dalla sezione cogenerativa, $\dot{W}_{CG,out,Tot,day}$, è quindi data dalla somma dei fattori di carico elettrico effettivo orari per la potenza elettrica nominale complessiva della sezione cogeneratrice (anche quando il fattore di carico risulta uguale tutte le ore):

$$\dot{W}_{CG,out,Tot,day} = \sum_{h=1}^{24} FC_{el,h} \cdot \dot{W}_{CG,out,nom,Tot} \quad (11.404)$$

Si introduce per analogia il fattore di carico del combustibile orario effettivo della sezione cogenerativa, $FC_{c,h}$, definito come il rapporto tra la potenza media oraria effettivamente richiesta dalla sezione cogenerativa e quella nominale,:

$$FC_{c,h} = \frac{\Phi_{CG,in,Tot,h}}{\Phi_{CG,in,nom,Tot}} \quad (11.405)$$

Se tale fattore è noto ora per ora è possibile determinare il profilo orario della potenza complessivamente richiesta dalla sezione cogeneratrice come:

$$\Phi_{CG,in,Tot,h} = FC_{c,h} \cdot \Phi_{CG,in,nom,Tot} \quad (11.406)$$

dove:

$\Phi_{CG,in,Tot,h}$ è la potenza termica media oraria complessivamente richiesta dalla sezione cogenerativa all'ora h, [kW];

$\Phi_{CG,in,nom,Tot}$ è la potenza termica richiesta nominale complessiva della sezione cogenerativa, [kW];

$FC_{c,h}$ è il fattore di carico del combustibile effettivo orario della sezione cogenerativa, [-].

La potenza termica giornaliera richiesta dalla sezione cogenerativa, $\Phi_{CG,in,Tot,day}$, è quindi data dalla somma dei fattori di carico del combustibile effettivo orari per la potenza richiesta nominale complessiva della sezione cogeneratrice (anche quando il fattore di carico risulta uguale tutte le ore):

$$\Phi_{CG,in,Tot,day} = \sum_{h=1}^{24} FC_{c,h} \cdot \Phi_{CG,in,nom,Tot} \quad (11.407)$$

Per la determinazione dei fattori $FC_{th,h}$, $FC_{el,h}$ e $FC_{c,h}$ occorre tener conto delle caratteristiche della sezione cogeneratrice, cioè:

- del numero di unità cogeneratrici presenti (singola, multiple);
- del curve di prestazione caratteristiche di ogni singola unità presente e, in particolare, dei valori minimi e massimi ammissibili per il fattore di carico termico di ogni singola macchina;
- della presenza o meno dell'accumulo termico e della sua congruità.

11.10.7.3.1 Sezione cogeneratrice composta da unità singola

a) senza accumulo: $\alpha = 0$

Il fattore di carico termico orario effettivo, $FC_{th,h}$, si determina come:

$$\begin{cases} FC_{th,req,h} < FC_{th,min} & \Rightarrow FC_{th,h} = 0 \\ FC_{th,min} \leq FC_{th,req,h} \leq FC_{th,max} & \Rightarrow FC_{th,h} = FC_{th,req,h} \\ FC_{th,req,h} > FC_{th,max} & \Rightarrow FC_{th,h} = FC_{th,max} \end{cases} \quad (11.408)$$

dove

$FC_{th,min}$ è il fattore di carico termico minimo al di sotto del quale l'unità cogenerativa non funziona,[-];

$FC_{th,max}$ è il fattore di carico termico massimo al di sopra del quale l'unità cogenerativa non è in grado di andare ,[-]; normalmente $FC_{th,max} = 1$.

Il fattore di carico elettrico orario effettivo, $FC_{el,h}$, si determina, noto il fattore di carico termico effettivo, $FC_{th,h}$, come riportato al punto § 11.10.7.4 equazione (11.449).

Il fattore di carico del combustibile orario effettivo, $FC_{c,h}$, si determina, noto il fattore di carico elettrico effettivo, $FC_{el,h}$, determinando come riportato al punto § 11.10.7.4 dalla curva caratteristica il valore della potenza media oraria richiesta dal cogeneratore e dividendo per la potenza richiesta nominale, cioè:

$$FC_{c,h} = \frac{\Phi_{CG,in}(FC_{el,h})}{\Phi_{CG,in,nom}} \quad (11.409)$$

b) accumulo congruo: $\alpha \geq 1$

Il fattore di carico termico orario effettivo dell'unità cogenerativa, $FC_{th,h}$, tenuto conto che la presenza di un accumulo termico congruo rende sostanzialmente indipendente la prestazione fornita dalla distribuzione oraria della richiesta, si assume costante nell'arco delle 24 h e si determina confrontandolo con il fattore di carico richiesto medio giornaliero; cioè come:

$$\begin{cases} FC_{th,req,av} < FC_{th,min} & \Rightarrow FC_{th,h} = FC_{th,req,av}^{(*)} \\ FC_{th,min} \leq FC_{th,req,av} \leq FC_{th,max} & \Rightarrow FC_{th,h} = FC_{th,req,av} \\ FC_{th,req,av} > FC_{th,max} & \Rightarrow FC_{th,h} = FC_{th,max} \end{cases} \quad (11.410)$$

dove

$FC_{th,req,av}$ è il fattore di carico termico medio giornaliero richiesto all'unità cogenerativa ,[-];

$FC_{th,min}$ è il fattore di carico termico minimo al di sotto del quale l'unità cogenerativa non funziona,[-];

$FC_{th,max}$ è il fattore di carico termico massimo al di sopra del quale l'unità cogenerativa non è in grado di andare ,[-]; normalmente $FC_{th,max} = 1$.

Il fattore di carico elettrico orario effettivo, $FC_{el,h}$, si determina, noto il fattore di carico termico effettivo, $FC_{th,h}$, come riportato al punto § 11.10.7.4 equazione (11.449), ad eccezione del caso^(*) in cui si ha $FC_{th,req,av} < FC_{th,min}$, nel quale non è possibile determinare la prestazione elettrica e la richiesta di combustibile tramite l'impiego delle curve di prestazione. In questo caso la potenza elettrica oraria media giornaliera e il fabbisogno di combustibile medio giornaliero si determinano come:

$$\dot{W}_{CG,out,av} = FC_{th,req,av} \cdot \Phi_{CG,out,nom} \cdot \frac{\dot{W}_{CG,out,min}}{\Phi_{CG,out,min}} \quad (11.411)$$

$$\Phi_{CG,jn,av} = FC_{th,req,av} \cdot \Phi_{CG,out,nom} \cdot (1+k) \cdot \frac{\Phi_{CG,jn,min}}{\Phi_{CG,out,min}} \quad (11.412)$$

dove

$\dot{W}_{CG,out,av}$ è la potenza elettrica oraria media giornaliera fornita dall'unità cogenerativa, [kW];

$\dot{W}_{CG,out,min}$ è la potenza elettrica minima fornita dall'unità cogenerativa ($FC_{el}=FC_{el,min}$), [kW];

$\Phi_{CG,in,av}$ è la potenza oraria media giornaliera richiesta dall'unità cogenerativa (combustibile), [kW];

$\Phi_{CG,in,min}$ è la potenza oraria minima richiedibile dall'unità cogenerativa ($FC_{el}=FC_{el,min}$), [kW];

$\Phi_{CG,out,nom}$ è la potenza termica nominale dell'unità cogenerativa, [kW];

$FC_{th,req,av}$ è il fattore di carico termico medio giornaliero richiesto all'unità cogenerativa, [-];

k è un fattore correttivo che tiene conto della riduzione dei rendimenti per i transitori di avviamento e spegnimento, e che si calcola come:

$$k = 0,005 \cdot \left(\frac{FC_{th,min}}{FC_{th,req,av}} - 1 \right) \quad (11.413)$$

In questo particolare caso il fattore di carico elettrico orario effettivo, $FC_{el,h}$, si determina come:

$$FC_{el,h} = \frac{\dot{W}_{CG,out,av}}{\dot{W}_{CG,out,nom}} \quad (11.414)$$

Analogamente, nel caso in cui si ha $FC_{th,req,av} \geq FC_{th,min}$, il fattore di carico del combustibile orario effettivo, $FC_{c,h}$, si determina, noto il fattore di carico elettrico effettivo, $FC_{el,h}$, determinando come riportato al punto § 11.10.7.4 dalla curva caratteristica il valore della potenza media oraria richiesta dal cogeneratore e dividendo per la potenza richiesta nominale, cioè:

$$FC_{c,h} = \frac{\Phi_{CG,in}(FC_{el,h})}{\Phi_{CG,in,nom}} \quad (11.415)$$

Mentre, nel caso in cui si ha $FC_{th,req,av} < FC_{th,min}$, il fattore di carico del combustibile orario effettivo, $FC_{c,h}$, si determina, tramite la (11.412), come:

$$FC_{c,h} = \frac{\Phi_{CG,jn,av}}{\Phi_{CG,jn,nom}} \quad (11.416)$$

c) accumulo non congruo: $0 < \alpha < 1$

Il fattore di carico termico orario effettivo, $FC_{th,h}$, si determina in questo caso come interpolazione lineare tra il caso senza accumulo ($\alpha = 0$) e quello con accumulo congruo ($\alpha \geq 1$); cioè:

$$FC_{th,h}(\alpha) = [1-\alpha] \cdot FC_{th,h}(\alpha=0) + \alpha \cdot FC_{th,h}(\alpha=1) \quad (11.417)$$

Il fattore di carico elettrico orario effettivo, $FC_{el,h}$, si determina, analogamente come:

$$FC_{el,h}(\alpha) = [1-\alpha] \cdot FC_{el,h}(\alpha=0) + \alpha \cdot FC_{el,h}(\alpha=1) \quad (11.418)$$

Il fattore di carico del combustibile orario effettivo, $FC_{c,h}$, si determina, analogamente come:

$$FC_{c,h}(\alpha) = [1 - \alpha] \cdot FC_{c,h}(\alpha = 0) + \alpha \cdot FC_{c,h}(\alpha = 1) \quad (11.419)$$

11.10.7.3.2 Sezione cogeneratrice composta da più unità

In questo caso la sezione cogenerativa, detta multipla, è costituita da più unità cogenerative (CG_1, CG_2, \dots, CG_n) collegate allo stesso circuito idraulico e provviste di regolazione di cascata comune, che ripartisce il carico con priorità e ottimizza il funzionamento globale dell'intera sezione.

In una sezione cogenerativa multipla, i limiti di operabilità della stessa, oltre che essere definiti dalle temperature di esercizio come indicato al punto § 11.10.2, sono, in termini di fattore di carico termico, pari a:

$$\begin{aligned} FC_{th,min} &= FC_{th,min,CG_1} \\ FC_{th,max} &= FC_{th,max,Tot} \end{aligned} \quad (11.420)$$

dove:

$FC_{th,min}$ è il fattore di carico termico minimo al di sotto del quale la sezione cogenerativa non funziona, [-];

$FC_{th,max}$ è il fattore di carico termico massimo al di sopra del quale la sezione cogenerativa non è in grado di andare, [-];

FC_{th,min,CG_1} è il fattore di carico termico minimo al di sotto del quale l'unità cogenerativa CG_1 non funziona, [-].

$FC_{th,max,Tot}$ è il fattore di carico termico massimo della sezione cogenerativa, $FC_{th,max}$, [-], normalmente pari a 1, ma in generale definito come:

$$FC_{th,max,Tot} = \frac{\sum_{k=1}^{N_{CG}} (FC_{th,max,k} \cdot \Phi_{CG,out,nom,k})}{\Phi_{CG,out,nom,Tot}} \quad (11.421)$$

dove

$\Phi_{CG,out,nom,k}$ è la potenza termica nominale dell'unità cogenerativa k-esima, [kW];

$\Phi_{CG,out,nom,Tot}$ è la potenza termica nominale complessiva della sezione cogenerativa cogenerativa, [kW];

$FC_{th,max,k}$ è il fattore di carico termico massimo al di sopra del quale l'unità cogenerativa k-esima non è in grado di andare, [-]; normalmente $FC_{th,max,k} = 1$.

a) senza accumulo: $\alpha = 0$

Il fattore di carico termico orario effettivo dell'intera sezione cogenerativa, $FC_{th,h}$, si determina come:

$$\begin{cases} FC_{th,req,h} < FC_{th,min} & \Rightarrow FC_{th,h} = 0 \\ FC_{th,min} \leq FC_{th,req,h} \leq FC_{th,max} & \Rightarrow FC_{th,h} = FC_{th,act,h} \leq FC_{th,req,h} \\ FC_{th,req,h} > FC_{th,max} & \Rightarrow FC_{th,h} = FC_{th,max} \end{cases} \quad (11.422)$$

dove

$FC_{th,min}$ e $FC_{th,max}$ sono i valori limite definiti dalla (11.420), [-];

$FC_{th,act,h}$ è il fattore di carico termico effettivo attuale, [-], e si determina come:

$$FC_{th,act,h} = \frac{\sum_{k=1}^{N_{CG,ON,h}} \Phi_{CG,out,nom,k} + FC_{th,h,(N_{CG,ON,h}+1)} \cdot \Phi_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,h}+1)}}{\Phi_{CG,out,nom,Tot}} \quad (11.423)$$

dove

$\Phi_{CG,out,nom,k}$ è la potenza termica nominale dell'unità cogenerativa k-esima, [kW];

$\Phi_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,h}+1)}$ è la potenza termica nominale termica nominale dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h} + 1$, [kW];

$FC_{th,h,(N_{CG,ON,h}+1)}$ è il fattore di carico termico all'ora h dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h} + 1$, [-];

$N_{CG,ON,h}$ è il numero di cogeneratori che lavorano a potenza nominale all'ora h, [-], calcolabile come:

$$N_{CG,ON,h} = k \leq N_{CG} \Rightarrow \sum_{j=1}^k \Phi_{CG,out,nom,j} \leq \Phi_{CG,req,h} \quad (11.424)$$

Il fattore di carico termico all'ora h dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h} + 1$, $FC_{th,h,(N_{CG,ON,h}+1)}$, si determina come al punto 11.10.7.3.1 a), avendo cura di ricalcolare il fattore di carico termico richiesto all'ora h, $FC_{th,req,h}$, come:

$$FC_{th,req,h} = \frac{\Phi_{CG,req,h} - \sum_{k=1}^{N_{CG,ON,h}} \Phi_{CG,out,nom,k}}{\Phi_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,h}+1)}} \quad (11.425)$$

Il fattore di carico termico effettivo all'ora h delle singole unità cogenerative da 1 a $N_{CG,ON,h}$, è ovviamente pari a 1.

Di conseguenza il fattore di carico elettrico effettivo all'ora h delle singole unità cogenerative da 1 a $N_{CG,ON,h}$, è anch'esso pari a 1, mentre il fattore di carico elettrico dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h} + 1$, $FC_{el,h,(N_{CG,ON,h}+1)}$, si determina, noto il fattore di carico termico effettivo, $FC_{th,h,(N_{CG,ON,h}+1)}$, come riportato al punto § 11.10.7.4 equazione (11.449).

Il fattore di carico elettrico effettivo all'ora h della sezione cogenerativa è quindi dato da:

$$FC_{el,h} = \frac{\sum_{k=1}^{N_{CG,ON,h}} \dot{W}_{CG,out,nom,k} + FC_{el,h,(N_{CG,ON,h}+1)} \cdot \dot{W}_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,h}+1)}}{\dot{W}_{CG,out,nom,Tot}} \quad (11.426)$$

dove

$\dot{W}_{CG,out,nom,k}$ è la potenza elettrica nominale dell'unità cogenerativa k-esima, [kW];

$\dot{W}_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,h}+1)}$ è la potenza elettrica nominale dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h} + 1$, [kW];

$FC_{el,h,(N_{CG,ON,h}+1)}$ è il fattore di carico elettrico all'ora h dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h} + 1$, [-];

$N_{CG,ON,h}$ è il numero di cogeneratori che lavorano a potenza nominale all'ora h, [-].

Analogamente il fattore di carico del combustibile effettivo all'ora h delle singole unità cogenerative da 1 a $N_{CG,ON,h}$, è anch'esso pari a 1. Il fattore di carico del combustibile effettivo all'ora h della sezione cogenerativa si calcola, una volta determinato il valore della potenza media oraria richiesta dall'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h} + 1$ come riportato al punto § 11.10.7.4 tramite la sua curva caratteristica in funzione del fattore di carico elettrico effettivo, $FC_{el,h,(N_{CG,ON,h} + 1)}$,

$$\Phi_{CG,in,(N_{CG,ON,h} + 1)} = \Phi_{CG,in,(N_{CG,ON,h} + 1)} (FC_{el,h,(N_{CG,ON,h} + 1)}) \quad (11.427)$$

tramite la sua definizione, cioè:

$$FC_{c,h} = \frac{\sum_{k=1}^{N_{CG,ON,h}} \Phi_{CG,in,nom,k} + \Phi_{CG,in,h,(N_{CG,ON,h} + 1)}}{\Phi_{CG,in,nom,Tot}} \quad (11.428)$$

dove

$\Phi_{CG,in,nom,k}$ è la potenza richiesta nominale dall'unità cogenerativa k-esima, [kW];

$\Phi_{CG,in,h,(N_{CG,ON,h} + 1)}$ è la potenza richiesta nominale dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h} + 1$, [kW];

$N_{CG,ON,h}$ è il numero di cogeneratori che lavorano a potenza nominale all'ora h, [-].

b) accumulo congruo: $\alpha \geq 1$

Il fattore di carico termico orario effettivo dell'intera sezione cogenerativa, $FC_{th,h}$, tenuto conto che la presenza di un accumulo termico congruo rende sostanzialmente indipendente la prestazione fornita dalla distribuzione oraria della richiesta, si assume costante nell'arco delle 24 h e si determina confrontandolo con il fattore di carico richiesto medio giornaliero; cioè come:

$$\begin{cases} FC_{th,req,av} < FC_{th,min} & \Rightarrow FC_{th,h} = FC_{th,req,av}^{(*)} \\ FC_{th,min} \leq FC_{th,req,av} \leq FC_{th,max} & \Rightarrow FC_{th,h} = FC_{th,act,av} \leq FC_{th,req,av}^{(*)} \\ FC_{th,req,h} > FC_{th,max} & \Rightarrow FC_{th,h} = FC_{th,max} \end{cases} \quad (11.429)$$

dove

$FC_{th,min}$ e $FC_{th,max}$ sono i valori limite definiti dalla (11.420), [-];

$FC_{th,act,av}$ è il fattore di carico termico effettivo attuale medio giornaliero, [-], definito come:

$$FC_{th,act,av} = \frac{\sum_{k=1}^{N_{CG,ON,av}} \Phi_{CG,out,nom,k} + FC_{th,av,(N_{CG,ON,av} + 1)} \cdot \Phi_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,av} + 1)}}{\Phi_{CG,out,nom,Tot}} \quad (11.430)$$

dove

$\Phi_{CG,out,nom,k}$ è la potenza termica nominale dell'unità cogenerativa k-esima, [kW];

$\Phi_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,av} + 1)}$ è la potenza termica nominale termica nominale dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h} + 1$, [kW];

$FC_{th,av,(N_{CG,ON,av} + 1)}$ è il fattore di carico termico orario medio giornaliero dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h} + 1$, [-];

$N_{CG,ON,av}$ è il numero medio di cogeneratori che lavorano a potenza nominale, [-], calcolabile come:

$$N_{CG,ON,av} = k \leq N_{CG} \Rightarrow \sum_{j=1}^k \Phi_{CG,out,nom,j} \leq \Phi_{CG,req,av} \quad (11.431)$$

dove

$\Phi_{CG,req,av}$ è il carico medio orario medio giornaliero complessivamente richiesto alla sezione cogenerativa, [kW], dato dalla (11.398).

Il fattore di carico termico orario medio giornaliero dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,av} + 1$, $FC_{th,av,(N_{CG,ON,av} + 1)}$, si determina come al punto 11.10.7.3.1 a), avendo cura di ricalcolare il fattore di carico termico richiesto all'ora h, $FC_{th,req,h}$, come:

$$FC_{th,req,h} = \frac{\Phi_{CG,req,av} - \sum_{k=1}^{N_{CG,ON,av}} \Phi_{CG,out,nom,k}}{\Phi_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,h} + 1)}} \quad (11.432)$$

Il fattore di carico termico effettivo all'ora h delle singole unità cogenerative da 1 a $N_{CG,ON,av}$, è ovviamente sempre pari a 1.

Di conseguenza il fattore di carico elettrico effettivo all'ora h delle singole unità cogenerative da 1 a $N_{CG,ON,av}$, è anch'esso pari a 1, mentre il fattore di carico elettrico dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,av} + 1$, $FC_{el,av,(N_{CG,ON,h} + 1)}$, non si determina, noto il fattore di carico termico effettivo, $FC_{th,av,(N_{CG,ON,h} + 1)}$, sempre come riportato al punto § 11.10.7.4 equazione (11.449). Infatti la differenza rispetto al caso di sezione cogenerativa senza accumulo termico consiste nel fatto che (*) ogni singola unità può in media fornire energia anche se il suo fattore di carico termico richiesto orario medio giornaliero risulta minore del suo fattore minimo, cioè:

$$FC_{th,req,h,(N_{CG,ON,av} + 1)} < FC_{th,min,(N_{CG,ON,av} + 1)} \quad (11.433)$$

dove

$FC_{th,req,h,(N_{CG,ON,h} + 1)}$ è il fattore di carico termico richiesto orario medio giornaliero all'unità cogenerativa $N_{CG,ON,av} + 1$, [-], dato dalla (11.432);

$FC_{th,min,(N_{CG,ON,h} + 1)}$ è il fattore di carico termico minimo dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,av} + 1$, [-], definito come:

$$FC_{th,min,(N_{CG,ON,h} + 1)} = \frac{\Phi_{CG,out,min,(N_{CG,ON,h} + 1)}}{\Phi_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,h} + 1)}} \quad (11.434)$$

Mentre nel caso in cui si ha $FC_{th,min,(N_{CG,ON,av} + 1)} \leq FC_{th,req,av,(N_{CG,ON,av} + 1)}$ la prestazione a carico parziale per l'unità $N_{CG,ON,av} + 1$ si ricava attraverso l'impiego delle curve di prestazione di cui al punto § 11.10.7.4, entrando con il fattore di carico termico:

$$FC_{th,av,(N_{CG,ON,av} + 1)} \equiv FC_{th,req,(N_{CG,ON,av} + 1)} \quad (11.435)$$

nel caso in cui si ha $FC_{th,req,av,(N_{CG,ON,av}+1)} < FC_{th,min,(N_{CG,ON,av}+1)}$, ciò non è possibile e la potenza elettrica oraria media giornaliera e il fabbisogno di combustibile medio giornaliero si determinano come:

$$\dot{W}_{CG,out,av,(N_{CG,ON,av}+1)} = FC_{th,req,av,(N_{CG,ON,av}+1)} \cdot \left(\Phi_{CG,out,nom} \cdot \frac{\dot{W}_{CG,out,min}}{\Phi_{CG,out,min}} \right)_{(N_{CG,ON,av}+1)} \quad (11.436)$$

$$\Phi_{CG,in,av,(N_{CG,ON,av}+1)} = FC_{th,req,av,(N_{CG,ON,av}+1)} \cdot \left(\Phi_{CG,out,nom} \cdot (1+k) \cdot \frac{\Phi_{CG,in,min}}{\Phi_{CG,out,min}} \right)_{(N_{CG,ON,av}+1)} \quad (11.437)$$

dove

$\dot{W}_{CG,out,av,(N_{CG,ON,av}+1)}$ è la potenza elettrica oraria media giornaliera fornita dall'unità cogenerativa, [kW];

$\dot{W}_{CG,out,min,(N_{CG,ON,av}+1)}$ è la potenza elettrica minima fornita dall'unità cogenerativa ($FC_{el}=FC_{el,min}$), [kW];

$\Phi_{CG,in,av,(N_{CG,ON,h}+1)}$ è la potenza oraria media giornaliera richiesta dall'unità cogenerativa (combustibile), [kW];

$\Phi_{CG,in,min,(N_{CG,ON,av}+1)}$ è la potenza oraria minima richiedibile dall'unità cogenerativa ($FC_{el}=FC_{el,min}$), [kW];

$\Phi_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,av}+1)}$ è la potenza termica nominale dell'unità cogenerativa, [kW];

$FC_{th,req,av,(N_{CG,ON,av}+1)}$ è il fattore di carico termico medio giornaliero richiesto all'unità cogenerativa, [-];

$k_{(N_{CG,ON,av}+1)}$ è un fattore correttivo che tiene conto della riduzione dei rendimenti per i transitori di avviamento e spegnimento, e che si calcola come:

$$k_{(N_{CG,ON,av}+1)} = 0,005 \cdot \left(\frac{FC_{th,min}}{FC_{th,req,av}} - 1 \right)_{(N_{CG,ON,av}+1)} \quad (11.438)$$

Il fattore di carico elettrico effettivo all'ora h, costante sulle 24 ore, dell'unità cogenerativa ($N_{CG,ON,av}+1$) si determina come

$$FC_{el,h,(N_{CG,ON,av}+1)} = \frac{\dot{W}_{CG,out,av,(N_{CG,ON,av}+1)}}{\dot{W}_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,av}+1)}} \quad (11.439)$$

e il fattore di carico elettrico effettivo all'ora h della sezione cogenerativa è quindi dato da:

$$FC_{el,h} = \frac{\sum_{k=1}^{N_{CG,ON,av}} \dot{W}_{CG,out,nom,k} + FC_{el,h,(N_{CG,ON,h}+1)} \cdot \dot{W}_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,av}+1)}}{\dot{W}_{CG,out,nom,Tot}} \quad (11.440)$$

dove

$\dot{W}_{CG,out,nom,k}$ è la potenza elettrica nominale dell'unità cogenerativa k-esima, [kW];

$\dot{W}_{CG,out,nom,(N_{CG,ON,av}+1)}$ è la potenza elettrica nominale termica nominale dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,av}+1$, [kW];

$FC_{el,h,(N_{CG,ON,av}+1)}$ è il fattore di carico elettrico all'ora h dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h}+1$, [-];

$N_{CG,ON,h}$ è il numero di cogeneratori che lavorano a potenza nominale all'ora h, [-].

Analogamente il fattore di carico del combustibile effettivo all'ora h delle singole unità cogenerative da 1 a $N_{CG,ON,h}$, è anch'esso pari a 1. Il fattore di carico del combustibile effettivo all'ora h della sezione cogenerativa si calcola, tramite la sua definizione, cioè:

$$FC_{c,h} = \frac{\sum_{k=1}^{N_{CG,ON,h}} \Phi_{CG,in,nom,k} + \Phi_{CG,in,h,(N_{CG,ON,h}+1)}}{\Phi_{CG,in,nom,Tot}} \quad (11.441)$$

dove

$\Phi_{CG,in,nom,k}$ è la potenza richiesta nominale dall'unità cogenerativa k-esima, [kW];

$\Phi_{CG,in,h,(N_{CG,ON,h}+1)}$ è la potenza richiesta nominale dell'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h} + 1$, [kW];

$N_{CG,ON,h}$ è il numero di cogeneratori che lavorano a potenza nominale all'ora h, [-].

una volta determinato il valore della potenza media oraria richiesta dall'unità cogenerativa $N_{CG,ON,h} + 1$. Tale valore si calcola diversamente a seconda se:

$$- \quad FC_{th,min(N_{CG,ON,h}+1)} \leq FC_{th,req,av(N_{CG,ON,h}+1)}$$

In tal caso si determina come riportato al punto § 11.10.7.4 tramite la sua curva caratteristica in funzione del fattore di carico elettrico effettivo, $FC_{el,h,(N_{CG,ON,h}+1)}$,

$$\Phi_{CGjn,(N_{CG,ON,h}+1)} = \Phi_{CGjn,(N_{CG,ON,h}+1)} (FC_{el,h,(N_{CG,ON,h}+1)}) \quad (11.442)$$

$$- \quad FC_{th,req,av(N_{CG,ON,h}+1)} < FC_{th,min(N_{CG,ON,h}+1)}$$

In questo caso si determina tramite la (11.437).

c) accumulo non congruo: $0 < \alpha < 1$

Il fattore di carico termico effettivo orario, $FC_{th,h}$, si determina in questo caso come interpolazione lineare tra il caso senza accumulo ($\alpha = 0$) e quello con accumulo congruo ($\alpha \geq 1$); cioè:

$$FC_{th,h}(\alpha) = [1 - \alpha] \cdot FC_{th,h}(\alpha = 0) + \alpha \cdot FC_{th,h}(\alpha = 1) \quad (11.443)$$

Il fattore di carico elettrico orario effettivo, $FC_{el,h}$, si determina, analogamente come:

$$FC_{el,h}(\alpha) = [1 - \alpha] \cdot FC_{el,h}(\alpha = 0) + \alpha \cdot FC_{el,h}(\alpha = 1) \quad (11.444)$$

Il fattore di carico del combustibile orario effettivo, $FC_{c,h}$, si determina, analogamente come:

$$FC_{c,h}(\alpha) = [1 - \alpha] \cdot FC_{c,h}(\alpha = 0) + \alpha \cdot FC_{c,h}(\alpha = 1) \quad (11.445)$$

11.10.7.4 *Calcolo del fabbisogno orario dell'unità cogenerativa e della produzione oraria di energia elettrica in base alle curve prestazionali*

Per determinare la prestazione a carico variabile, occorre disporre delle curve di prestazione potenza termica- fattore di carico, potenza elettrica fattore di carico, potenza richiesta-fattore di carico, dove il fattore di carico è normalmente quello elettrico; cioè:

$$\Phi_{CG,out} = f_1(FC_{el}) \quad (11.446)$$

$$\dot{W}_{CG,out} = f_2(FC_{el}) \quad (11.447)$$

$$\Phi_{CG,in} = f_3(FC_{el}) \quad (11.448)$$

In funzione del fattore di carico termico orario, $FC_{th,h}$, della singola unità si determina la potenza termica fornita, $\Phi_{CG,out,h}$, come:

$$\Phi_{CG,out,h} = FC_{th,h} \cdot \Phi_{CG,out,nom} \quad (11.449)$$

Quindi dalla conoscenza diretta o tramite la relazione precedente la potenza termica fornita, $\Phi_{CG,out,h}$, si determina dalla (11.446) il valore orario del fattore di carico elettrico come:

$$FC_{el,h} = f_1^{-1}(\Phi_{CG,out,h}) \quad (11.450)$$

dove:

$FC_{el,h}$ è il fattore di carico elettrico all'ora h , [-];

$\Phi_{CG,out,h}$ è la potenza termica media oraria fornita complessivamente dalla sezione cogenerativa all'ora h , [kW];

$f_1^{-1}(\)$ è la funzione inversa di $f_1()$, [-].

Noto il profilo orario del fattore di carico elettrico è possibile determinare, tramite le funzioni f_2 e f_3 , equazioni (11.447) e (11.448), il profilo orario della potenza elettrica prodotta e della potenza richiesta per il funzionamento.

I dati prestazionali devono essere basati su valori relativi al sistema assemblato, come dichiarato dal fabbricante secondo le norme pertinenti.

Se l'unità cogenerativa è azionata da un motore Stirling ed è presente un accumulo termico, la determinazione della prestazione effettiva al carico parziale la si ottiene moltiplicando le curve di prestazione standard per dei coefficienti correttivi che tengono conto delle rampe associate ai cicli stirling quando viene richiesta al generatore l'erogazione di una potenza crescente. Tali coefficienti correttivi sono funzione del fattore di carico richiesto dell'intervallo orario attuale, $FC_{th,req,h}$, e di quello dell'intervallo orario precedente, $FC_{th,req,h-1}$, coefficienti riportati nel Prospetto 11.C per il fattore correttivo relativo alla potenza termica, $f_{cor,th}$, nel Prospetto 11.CI per il fattore correttivo relativo alla potenza elettrica, $f_{cor,el}$, nel Prospetto 11.CII per il fattore correttivo relativo alla potenza richiesta (combustibile), $f_{cor,c}$.

FC _{th,req,h}	FC _{th,req,h-1}										
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,1	1,039	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,2	1,078	1,039	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,3	1,118	1,078	1,049	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,4	1,157	1,118	1,079	1,039	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,5	1,196	1,157	1,109	1,078	1,039	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,6	1,158	1,132	1,104	1,079	1,053	1,026	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,7	1,148	1,127	1,089	1,084	1,063	1,042	1,021	1,000	1,000	1,000	1,000
0,8	1,137	1,120	1,073	1,086	1,069	1,052	1,034	1,017	1,000	1,000	1,000
0,9	1,127	1,113	1,056	1,085	1,070	1,056	1,042	1,028	1,014	1,000	1,000
1,0	0,980	0,982	0,984	0,986	0,988	0,990	0,992	0,994	0,996	0,998	1,000

Prospetto 11.C – Valori di $f_{cor,th}$
(Fonte: UNI TS 11300-4:2012)

FC _{th,req,h}	FC _{th,req,h-1}										
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,1	1,007	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,2	1,014	1,007	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,3	1,021	1,014	1,018	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,4	1,028	1,021	1,027	1,007	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,5	1,035	1,028	1,035	1,014	1,007	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,6	1,019	1,016	1,030	1,009	1,006	1,003	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,7	1,015	1,013	1,019	1,009	1,006	1,004	1,002	1,000	1,000	1,000	1,000
0,8	1,012	1,010	1,008	1,007	1,006	1,004	1,003	1,001	1,000	1,000	1,000
0,9	1,008	1,007	0,997	1,005	1,004	1,004	1,003	1,002	1,001	1,000	1,000
1,0	0,958	0,963	0,967	0,971	0,975	0,979	0,983	0,988	0,992	0,996	1,000

Prospetto 11.CI – Valori di $f_{cor,el}$
(Fonte: UNI TS 11300-4:2012)

FC _{th,req,h}	FC _{th,req,h-1}										
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,1	1,078	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,2	1,156	1,078	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,3	1,233	1,156	1,097	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,4	1,311	1,233	1,156	1,078	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,5	1,389	1,311	1,214	1,156	1,078	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,6	1,324	1,270	1,209	1,162	1,108	1,054	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,7	1,305	1,262	1,185	1,174	1,131	1,087	1,044	1,000	1,000	1,000	1,000
0,8	1,286	1,250	1,158	1,179	1,143	1,107	1,072	1,036	1,000	1,000	1,000
0,9	1,267	1,237	1,129	1,178	1,148	1,119	1,089	1,059	1,030	1,000	1,000
1,0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

Prospetto 11.CII – Valori di $f_{cor,c}$
(Fonte: UNI TS 11300-4:2012)

La determinazione delle prestazioni effettive si effettua allora nel seguente modo:

$$(Stirling) \quad \begin{cases} FC_{th,req,h} < FC_{th,min} & \Rightarrow FC_{th,h} = 0 \\ FC_{th,min} \leq FC_{th,req,h} \leq FC_{th,max} & \Rightarrow FC_{th,h} = FC_{th,req,h} \cdot f_{cor,th} \\ FC_{th,req,h} > FC_{th,max} & \Rightarrow FC_{th,h} = FC_{th,max} \cdot f_{cor,th} \end{cases} \quad (11.451)$$

Qualora l'unità cogenerativa sia in grado di sfruttare la condensazione dei fumi di scarico, le curve di prestazione devono essere rilevate per due condizioni di temperatura dell'acqua in ingresso (alta e bassa temperatura).

Preferenzialmente si utilizzano rispettivamente 60 °C e 35 °C. Le temperature devono comunque essere non maggiori di 70 °C e non minori di 30 °C e chiaramente specificate a margine delle curve.

Qualora il fabbricante abbia reso disponibile i dati prestazionali sia ad alta sia a bassa temperatura, i valori di prestazione effettivi si ottengono interpolando linearmente i dati dichiarati rispetto alla temperatura media di ritorno al cogeneratore.

Per esempio se sono disponibili i dati a 60 °C e 35 °C per tutte e tre le funzioni, si ha:

$$\Phi_{CG,out} = f_{1;35^{\circ}C}(FC_{el}) + \frac{f_{1;60^{\circ}C}(FC_{el}) - f_{1;35^{\circ}C}(FC_{el})}{60 - 35} \cdot (\theta_{d,ret,av} - 35) \quad (11.452)$$

$$\dot{W}_{CG,out} = f_{2;35^{\circ}C}(FC_{el}) + \frac{f_{2;60^{\circ}C}(FC_{el}) - f_{2;35^{\circ}C}(FC_{el})}{60 - 35} \cdot (\theta_{d,ret,av} - 35) \quad (11.453)$$

$$\Phi_{CG,in} = f_{3;35^{\circ}C}(FC_{el}) + \frac{f_{3;60^{\circ}C}(FC_{el}) - f_{3;35^{\circ}C}(FC_{el})}{60 - 35} \cdot (\theta_{d,ret,av} - 35) \quad (11.454)$$

dove

$\theta_{d,ret,av,k}$ temperatura media mensile del fluido termovettore di ritorno dal k-esimo sottosistema di distribuzione, [°C].

In alternativa e per la sola potenza termica, se il fabbricante rende noti i soli dati prestazionali ad alta temperatura (per esempio 60 °C) ed il relativo dato di temperatura fumi in uscita a carico nominale, per unità alimentate a gas naturale o GPL, è possibile determinare il rendimento termico nel funzionamento a bassa temperatura utilizzando i valori del Prospetto 11.CIII, nella seguente equazione:

$$\eta_{CG,th}(FC_{el}, \theta_{d,ret,av}) = \eta_{CG,th,test}(FC_{el}) + F2 + F7(\theta_{d,ret,av}) \quad (11.455)$$

dove il coefficiente F7 può variare se al variare del fattore di carico termico e quindi elettrico varia anche la temperatura di ritorno dell'acqua al cogeneratore.

$\Delta\theta$ fumi - acqua in ingresso a Φ_n	Valore base	F2	F7			
			30	40	50	>50
<12	$\eta_{CG,th,test}$ a $\theta = 60^\circ\text{C}$	-1	+7	+3	+1	0
Da 12 a		-1	+4	+2	+1	0
Da 24 a 36		-1	+2	+1	0	0
>36		-1	0	0	0	0
F2	Installazione all'esterno.					
F7	Temperatura media dell'acqua di ritorno al cogeneratore durante l'intervallo di calcolo considerato.					

Prospetto 11.CIII – Incrementi di rendimento per condensazione fumi per unità alimentate a gas
(Fonte: UNI TS 11300-4:2012)

NOTA 1: Qualora l'unità cogenerativa si trovi a funzionare in condizioni ambiente significativamente differenti rispetto alle condizioni di prova utilizzate per ricavare le curve prestazionali, come per esempio temperature ambiente particolarmente elevate o quote sul livello del mare maggiori di 300 m per turbine a gas o a 800 m per motori a combustione interna non sovralimentati, il fabbricante deve fornire i dati necessari per poter passare da tali curve alle curve prestazionali in condizioni di riferimento adeguate.

NOTA 2: Qualora l'unità sia dotata di un generatore integrativo a fiamma o della possibilità di by-passare lo scambiatore fumi, viene definito anche un fattore di carico aggiuntivo corrispondente al by-pass chiuso $FC_{100\%,by-pass-chiuso}$ (innalzamento del rendimento termico a parità di potenza termica entrante con il combustibile) o al bruciatore integrativo attivo $FC_{100\%,bruciatore-on}$ (incremento della potenza termica in uscita e della potenza termica entrante con il combustibile, con conseguente riduzione del rendimento elettrico). Sia in un caso sia nell'altro, viene assunto che il bruciatore integrativo compreso nel sistema cogenerativo ovvero la chiusura del by-pass fumi intervengano in maniera prioritaria rispetto ad eventuali altri generatori di calore integrativi esterni al sottosistema.

Nel caso in cui invece dei profili orari della potenza termica e di quella elettrica e della potenza richiesta dal cogeneratore, fossero forniti solo i profili del rendimento termico ed elettrico, per passare dai secondi ai primi si utilizzano le definizioni di fattore di carico elettrico e di rendimento, da cui si ricava:

$$\dot{W}_{CG,out} = FC_{el} \cdot \dot{W}_{CG,out,nom} \quad (11.456)$$

$$\Phi_{CG,in} = \frac{\dot{W}_{CG,out}}{\eta_{CG,el}(FC_{el})} = \frac{FC_{el}}{\eta_{CG,el}(FC_{el})} \cdot \dot{W}_{CG,out,nom} \quad (11.457)$$

$$\Phi_{CG,out} = \eta_{CG,th}(FC_{el}) \cdot \Phi_{CG,in}(FC_{el}) = \frac{\eta_{CG,th}(FC_{el})}{\eta_{CG,el}(FC_{el})} \cdot FC_{el} \cdot \dot{W}_{CG,out,nom} \quad (11.458)$$

In assenza della curve di prestazione dell'unità cogenerativa in funzione del fattore di carico della macchina, cioè a carico parziale, ma noti i valori relativi alle condizioni nominali è possibile utilizzare per unità cogenerative di potenza elettrica nominale minore di 100 kW le curve prestazionali standard riportate nel

Prospetto 11.CIV, che si riferisce ai motori a combustione interna a ciclo otto, e nel Prospetto 11.CV, che si riferisce alle turbine a gas a compressore centrifugo con recupero di calore sui gas di scarico.

FC _{el}	γ	δ
1,000	1,000	1,000
0,900	1,011	0,929
0,800	1,000	0,881
0,700	0,992	0,832
0,600	0,991	0,774
0,500	0,991	0,716
0,400	0,988	0,664
0,300	0,986	0,592
0,200	0,983	0,486
0,100	0,981	0,317

FC_{el} pari a 10,0% è considerato il minimo tecnico sotto il quale la macchina non funziona

Prospetto 11.CIV – Curva prestazionale normalizzata per motori a combustione interna
(Fonte: UNI TS 11300-4:2012)

FC _{el}	γ	δ
1,000	1,000	1,000
0,900	0,991	0,929
0,800	0,988	0,881
0,700	0,986	0,876
0,600	0,983	0,860
0,500	0,981	0,843
0,400	0,931	0,830
0,300	0,881	0,789
0,200	0,831	0,694

FC_{el} pari a 20,0% è considerato il minimo tecnico sotto il quale la macchina non funziona

Prospetto 11.CV – Curva prestazionale normalizzata per turbine a gas con compressore centrifugo
(Fonte: UNI TS 11300-4:2012)

I parametri FC_{el}, γ e δ riportati nei prospetti sono così definiti:

$$FC_{el} = \frac{\dot{W}_{CG,out}}{\dot{W}_{CG,out,nom}} \quad (11.459)$$

$$\gamma = \frac{\eta_{CG}}{\eta_{CG,nom}} \quad (11.460)$$

$$\delta = \frac{\Phi_{CG,in}}{\Phi_{CG,in,nom}} \quad (11.461)$$

dove:

FC_{el} è il fattore di carico elettrico, [-];

γ è il rapporto tra rendimento totale del cogeneratore con fattore di carico FC_{el} , η_{CG} , e il suo valore nominale, $\eta_{CG,nom}$, [-];

δ è il fattore di carico rispetto alla potenza fornita al cogeneratore (combustibile, ecc.), [-].

I dati nominali normalmente disponibili sono la potenza elettrica nominale $\dot{W}_{CG,out,nom}$, il rendimento elettrico nominale $\eta_{el,nom}$, e il rendimento termico nominale $\eta_{th,nom}$, definiti come:

$$\eta_{el,nom} = \frac{\dot{W}_{CG,out,nom}}{\Phi_{CG,in,nom}} \quad (11.462)$$

$$\eta_{th,nom} = \frac{\Phi_{CG,out,nom}}{\Phi_{CG,in,nom}} \quad (11.463)$$

Da tali dati è possibile ricavare la potenza termica nominale e la potenza nominale richiesta per il funzionamento, cioè:

$$\Phi_{CG,in,nom} = \frac{\dot{W}_{CG,out,nom}}{\eta_{el,nom}} \quad (11.464)$$

$$\Phi_{CG,out,nom} = \eta_{th,nom} \cdot \Phi_{CG,in,nom} = \frac{\eta_{th,nom}}{\eta_{el,nom}} \cdot \dot{W}_{CG,out,nom} \quad (11.465)$$

Tramite l'impiego del Prospetto 11.CIV o del Prospetto 11.CV e i sopra riportati parametri, è possibile ricavare le curve di prestazione in funzione del fattore di carico elettrico come:

$$\dot{W}_{CG,out} = FC_{el} \cdot \dot{W}_{CG,out,nom} \quad (11.466)$$

$$\Phi_{CG,out} = \gamma(FC_{el}) \cdot \delta(FC_{el}) \cdot (\Phi_{CG,out,nom} + \dot{W}_{CG,out,nom}) - FC_{el} \cdot \dot{W}_{CG,out,nom} \quad (11.467)$$

$$\Phi_{CG,in} = \delta(FC_{el}) \cdot \Phi_{CG,in,nom} \quad (11.468)$$

11.10.7.5 Calcolo delle energie prodotte e del fabbisogno energetico su base mensile

Calcolata la potenza termica media giornaliera erogata dalla sezione cogenerativa, $\Phi_{CG,out,Tot,day}$, così come data dalla (11.401), l'energia termica mensile complessivamente prodotta dalla sezione cogenerativa, $Q_{gn,out}$, si calcola come:

$$Q_{gn,out} = \Phi_{CG,out,Tot,day} \cdot \Delta t \cdot 1000 \quad (11.469)$$

dove

$Q_{gn,out}$ è l'energia termica mensile complessivamente prodotta dalla sezione cogenerativa, [kWh];

$\Phi_{CG,out,Tot,day}$ è la potenza termica media giornaliera complessivamente fornita dalla sezione cogenerativa, [kW];

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

L'energia elettrica mensile complessivamente prodotta dalla sezione cogenerativa, $W_{gn,out}$, si calcola analogamente in funzione della potenza elettrica media giornaliera erogata dalla sezione cogenerativa, $\dot{W}_{CG,out,Tot,day}$, così come data dalla (11.404), come:

$$W_{gn,out} = \dot{W}_{CG,out,Tot,day} \cdot \Delta t \cdot 1000 \quad (11.470)$$

dove

$W_{gn,out}$ è l'energia elettrica mensile complessivamente prodotta dalla sezione cogenerativa, [kWh];

$\dot{W}_{CG,out,Tot,day}$ è la potenza elettrica media giornaliera complessivamente fornita dalla sezione cogenerativa, [kW];

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

L'energia mensile complessivamente richiesta dalla sezione cogenerativa, $Q_{gn,in}$, si calcola come:

$$Q_{gn,in} = \Phi_{CG,in,Tot,day} \cdot \Delta t \cdot 1000 \quad (11.471)$$

dove

$Q_{gn,out}$ è l'energia mensile complessivamente richiesta dalla sezione cogenerativa, [kWh];

$\Phi_{CG,in,Tot,day}$ è la potenza media giornaliera complessivamente richiesta dalla sezione cogenerativa, [kW], così come data dalla (11.407);

Δt è la durata del mese considerato (si veda la (3.13)), [kh].

11.11 Generatori elettrici

11.11.1 Solare fotovoltaico

L'energia elettrica prodotta dal sottosistema di generazione solare fotovoltaico è data dalla:

$$W_{PV,gn,out} = W_{PV,gn,out}^* - \dot{W}_{PV,aux} \cdot \left(\frac{\Delta t_{PV} \cdot N}{1000} \right) \quad (11.472)$$

dove:

$W_{PV,gn,out}^*$ è l'energia elettrica prodotta dal sottosistema di generazione solare fotovoltaico al netto dei consumi elettrici dovuti ad eventuali ausiliari dell'impianto solare fotovoltaico, [kWh];

$\dot{W}_{PV,aux}$ è la potenza elettrica degli ausiliari dell'impianto solare fotovoltaico, quali ad esempio i sistemi di inseguimento del sole, ove presenti, [W];

Δt_{PV} è il numero medio mensile di ore giornaliere di soleggiamento teorico, i cui valori sono indicati nel Prospetto 11.CVI, [h];

N è il numero dei giorni del mese.

GEN	FEB	MAR	APR	MAG	GIU	LUG	AGO	SET	OTT	NOV	DIC
9,0	10,2	11,7	13,3	14,7	15,4	15,1	13,9	12,3	10,7	9,3	8,6

Prospetto 11.CVI - Numero medio mensile di ore giornaliere di soleggiamento teorico

Il contributo energetico mensile lordo dovuto agli impianti solari fotovoltaici è dato da:

$$W_{PV,gn,out}^* = \frac{H_{PV} \cdot \dot{W}_{PV} \cdot F_{PV}}{I_{ref}} \quad (11.473)$$

dove:

$W_{PV,gn,out}^*$ è l'energia elettrica prodotta dal sottosistema di generazione solare fotovoltaico al netto dei consumi elettrici dovuti ad eventuali ausiliari dell'impianto solare fotovoltaico, [kWh];

H_{PV} è la irradiazione solare giornaliera media mensile sull'impianto fotovoltaico, i cui valori si ricavano, in funzione dell'orientamento rispetto alla direzione sud e all'inclinazione sul piano dell'orizzonte come riportato nell'Appendice F in base ai dati climatici riportati nell'Allegato; nel calcolo devono essere considerati anche eventuali ombreggiamenti sul piano dei moduli solari, [kWh/m²];

\dot{W}_{PV} è la potenza di picco nominale del generatore fotovoltaico, che rappresenta la potenza elettrica di un impianto fotovoltaico di una determinata superficie, con radiazione solare di 1 kW/m² su questa superficie (a 25 °C), [kW];

F_{PV} è il fattore di efficienza del sistema che tiene conto dell'efficienza dell'impianto fotovoltaico integrato nell'edificio e dipende dall'impianto di conversione da corrente continua a corrente alternata, dalla temperatura operativa reale dei moduli fotovoltaici e dall'integrazione nell'edificio dei moduli stessi, [-]; in assenza di dati più specifici e per la sola certificazione energetica si può fare riferimento al Prospetto 11.CVII;

I_r è l'irradianza solare di riferimento pari a 1 kW/m².

La potenza di picco si ottiene in condizioni di prova standard, se tale valore non è disponibile può essere calcolato nel seguente modo:

$$\dot{W}_{PV} = F_p \cdot A_{FV} \quad (11.474)$$

dove:

F_p è il fattore di potenza di picco, che dipende dal tipo di integrazione nell'edificio del modulo fotovoltaico, [-]; in assenza di dati più specifici e per la sola certificazione energetica si può fare riferimento al Prospetto 11.CVIII;

A_{FV} è la superficie di captazione netta dell'impianto fotovoltaico, [m²].

Tipo di modulo fotovoltaico	F_{FV}
Moduli non ventilati	0,70
Moduli moderatamente ventilati	0,75
Moduli molto ventilati o con ventilazione forzata	0,80

Prospetto 11.CVII - Valori indicativi del fattore di efficienza dell'impianto
(Fonte: UNI TS 11300-4-2012)

Tipo di modulo fotovoltaico	Fp (kW/m ²)
Silicio monocristallino	0,150
Silicio multicristallino	0,130
Film sottile di silicio amorfo	0,060
Altri strati di film sottile	0,035
Film sottile Copper-Indium-Galium-Diselenide	0,105
Film sottile Cadmium-Telloride	0,095

**Prospetto 11.CVIII - Valori indicativi del fattore di potenza di picco
(Fonte: UNI TS 11300-4)**