

RISPARMIO ENERGETICO LEGGE 10/91 e DPR 412/93, IGIENE E PROTEZIONE AMBIENTALE

Ing. Diego Danieli

Premessa

Si vuole in questo contesto dare un breve cenno a cosa significa nel campo della progettazione progettare secondo Legge 10/91, tali appunti perciò non possono e non vogliono essere esaustivi ai fini del calcolo e della gestione di una pratica riguardante la Legge suddetta ma vogliono essere solo una semplice guida, rimandando alla lettura e studio dei vari DPR e Normative UNI di riferimento. La stesura inoltre non è stato oggetto di revisione per cui ci scusiamo per eventuali errori di forma ed ortografia.

Cosa c'era prima della Legge 10/91

Rispetto alla vecchia Legge 373 / 76 la nuova legge sul contenimento dei consumi energetici considera non più il solo isolamento termico dell'edificio, calcolo del Cd, ma anche l'impianto dal punto di vista tipologico, funzionale e di resa (si introduce il concetto di rendimento) e soprattutto si parla di fabbisogno energetico del sistema Edificio-Impianto, che si traduce in termini economici in euro da sborsare per far funzionare il sistema stesso.

Si ricorda che la vecchia 373/76 fu emanata perchè in quegli anni si manifestava per la prima volta in Europa una vera e propria crisi petrolifera, che fece balzare alle stelle il prezzo del petrolio. Per far fronte a tale crisi, tra le varie iniziative del legislatore, ci fu quella di poter in qualche modo contenere i consumi energetici degli edifici. A tal fine fu emanata la legge 373 che imponeva a livello residenziale, terziario e industriale di sottostare a determinati valori di dispersione verso l'esterno del calore interno prodotto dal generatore per il riscaldamento del volume stesso.

Nel seguito spiegando la nova legge prenderemo anche in considerazione quelli che sono anche gli aspetti della vecchia, perchè sebbene parzialmente sono stati ripresi anche dalla Legge 10/91.

Come ultima considerazione sull'aspetto importante della Legge 10/91 e dei suoi attuali decreti attuativi , vale la pena soffermarci sul fatto che una Legge Nazionale, ottiene la sua reale potenzialità, quando la sua applicazione si estende a livello capillare. Ad esempio il rispetto della Legge per un edificio, non influenza sui dati del consumo energetico ma una intera comunità sicuramente sì.

Ancora molto si deve compiere a mio avviso per poter applicare fino in fondo il significato di tale legge, ma le attuali direttive europee e le crisi economiche sempre più frequenti, impongono anche a noi tecnici di fare qualcosa per poter aiutare in un qualche modo il nostro paese, ad esempio progettando e costruendo impianti più efficienti e meno dispendiosi, diffondere la cultura della manutenzione degli impianti e così via, anche perchè lo stato italiano l'energia non la produce ma fondamentalmente la compra e la fa pagare ai contribuenti. Un mio carissimo amico e collega una volta disse con tono scherzoso, ma sicuramente efficiente, “ ricordiamoci una cosa, le bollette non si pagano in rendimenti di Carnot.”

Il DPR 412 / 93

Il decreto attuativo DPR 412.93 pone quindi le basi per poter effettuare il calcolo del fabbisogno termico necessario per un sistema edificio-impianto, rispettando limiti imposti dallo stesso ai fini di poter contenere i consumi di energia primaria.

Diamo qui un breve cenno su alcune importanti definizioni che si trovano nel DPR 412.

Zona Termica : E' lo spazio in cui si mantiene la stessa temperatura, stessa destinazione d'uso, e viene servito da un unico impianto.

Edificio: E' lo spazio riscaldato da un unico impianto.

Zona Climatica: Sono le zone che considerava anche la Legge 373 e che vengono divise in base al criterio dei Gradi Giorno (GG) su tutta la penisola. Ad esempio per Venezia la zona climatica corrispondente è la E con un campo di validità compreso tra $2100 < GG < 3000$. $(GG)_{Venezia}=2345$.

Per la definizione dei gradi giorni vedasi l'appendice.

Il territorio nazionale è suddiviso nelle seguenti sei zone climatiche in funzione dei gradi-giorno, indipendentemente dalla ubicazione geografica:

Zona A: comuni che presentano un numero di gradi-giorno non superiore a 600.

Zona B: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 600 e non superiore a 900.

Zona C: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 900 e non superiore a 1400.

Zona D: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 1400 e non superiore di 2100.

Zona E: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 2100 e non superiore di 3000.

Zona F: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 3000.

Il D.P.R. 412 impone i limiti massimi di temperatura all'interno degli ambienti, a questo scopo gli edifici sono divisi in due classi:

- A) 18°C+ 2°C di tolleranza per gli edifici rientranti nella categoria E.8
- B) 20°C+ 2°C di tolleranza per gli edifici rientranti nelle categorie diverse da E.8

In tutte le tipologie di edificio considerate, tranne che per l'ambiente industriale, la temperatura ambiente considerata per la legge è : $T_{amb} = 20^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$.

La classificazione degli edifici in base alla loro destinazione d'uso sono definiti nel DPR come segue

- E1 * Edifici adibiti a residenza e assimilabili
- E2 * Edifici adibiti a uffici e assimilabili
- E3 * Edifici adibiti a ospedali, cliniche, case di cura e assimilabili
- E4 * Edifici adibiti ad attività ricreative associative, di culto e assimilabili
- E5 * Edifici adibiti ad attività commerciali ed assimilabili
- E6 * Edifici adibiti ad attività sportive
- E7 * Edifici adibiti ad attività scolastiche a tutti i livelli e assimilabili
- E8 * Edifici adibiti ad attività industriale, artigianale ed assimilabili

Viene anche fissato il periodo di riscaldamento per le varie zone, ad esempio per Venezia il periodo di riscaldamento va dal 15/10 al 15/4.

Si definisce anche il tipo di funzionamento dell'impianto, che può essere di tipo intermittente (spento per un periodo che va fino a un massimo di 10 ore e funzionamento di 14 ore compreso tra le 5 e le 23) oppure ad regime attenuato con abbassamento della temperatura durante il periodo notturno.

Calcolo del Cd

Come per la vecchia 373, la temperatura esterna limite invernale viene imposta dalla Legge (per Venezia e quasi tutta la Valle Padana è di -5°C). Con questo dato si calcolano e si calcolavano le dispersioni dell'edificio in regime stazionario.

Il calcolo delle dispersioni con questo procedimento è assai facile, in quanto note le caratteristiche costruttive dell'edificio (Coefficiente di trasmissione del calore K) usando la semplice relazione:

$$Q = K \times S \times \Delta T \quad (\text{kcal/h})$$

ove S è la superficie disperdente dell'edificio misurata in m^2 , $\Delta T = T_{amb} - T_{est}$ è la differenza tra la temperatura ambiente e la temperatura esterna di progetto (per Venezia 25°C), e K come già detto è il coefficiente di trasmissione del calore che tiene conto oltre che dei materiali della struttura anche

degli scambi di calore convettivi tra l'aria esterna ed interna con la parete stessa, il coefficiente K si calcola con la seguente relazione:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e}} \quad (\text{kcal/hm}^2\text{°C})$$

Quindi si nota da quanto scritto la quantità di calore scambiata dipende dal solo coefficiente K, e quindi dalla tipologia della struttura in esame. Questo viene ancora svolto con la nuova legge, ma il procedimento come vedremo più avanti viene esteso ad un calcolo non più in regime stazionario ma a regime variabile, cioè mese per mese. Tuttavia tale calcolo, che serviva nella Legge 373 viene ancora fatto per calcolare il Cd (Coefficiente Volumico di dispersione) :

$$C_d = \frac{Q}{V \times \Delta T} \quad (\text{kcal/hm}^3\text{°C})$$

Questo parametro deve essere inferiore a un coefficiente limite imposto dalla legge C_{dlim} funzione dei gradi giorno e del rapporto S/V. A questo, con la 373, si aggiungeva il calcolo del coefficiente di dispersione per ventilazione C_v (dovuto ai ricambi ora, che per le normali abitazioni è imposto in 0,5 ric/h), da questo si calcolava poi il coefficiente globale $C_g = C_d + C_v$.

Limiti e verifiche del DPR 412/93

Con il DPR 412 il discorso si amplia, in quanto il calcolo viene esteso non solo nelle condizioni più gravose (Test=-5°C) ma su tutto l'arco stagionale, tenendo come riferimento la temperatura media mensile.

Inoltre nel calcolo del fabbisogno energetico si tiene conto, come detto, dell'impianto nella sua interezza (Tipologia, Distribuzione, Regolazione) per mezzo dei rendimenti, ma anche degli eventuali apporti gratuiti dovuti principalmente dal sole (irraggiamento) e dalle sorgenti interne (persone, fornelli, illuminazione).

Quanto detto diventa più laborioso da calcolare, e quindi mentre la legge 373 poteva essere benissimo svolta manualmente, per il calcolo attuale serve quanto meno saper usare un foglio elettronico, oppure possedere un pc e comperare un programma di calcolo.

Tutte le procedure di calcolo, che ovviamente non si trovano nei decreti, sono attuati per mezzo delle normative UNI, le quali indicano con formule, tabelle e diagrammi il percorso da svolgere per il calcolo di quello che noi tecnici chiamiamo velocemente Legge 10.

Di seguito daremo solo un cenno al metodo di calcolo, ricordando che le Norme UNI principali per il calcolo sono la UNI 10344 (Calcolo Analitico), UNI 10348 (Calcolo dei rendimenti) e la vecchia e più volte riveduta perché usata anche con la legge 373 UNI 7357 (Metodo di calcolo del coefficiente K).

Per la legge 10 negli edifici di nuova costruzione e negli interventi di ristrutturazione devono essere rispettati almeno tre punti:

1) Coefficiente Volumico di dispersione (ex 373/76)

$$C_d < C_{d \text{ lim}}$$

2) Rendimento globale medio stagionale

$$\eta_g > \eta_{g \text{ min}}$$

3) Fabbisogno di energia primaria normalizzato

$$FEN < FEN_{LIM}$$

I calcoli devono essere effettuati in relazione agli spazi riscaldati da un unico impianto. Rispetto a quanto detto all'inizio il calcolo del C_d è analogo, per formalismo di simboli chiamiamo con Q_{tr} la potenza perduta per sola trasmissione. Per i punti 2) e 3) è richiesto invece il calcolo di Q , cioè della Energia Primaria spesa nel corso della stagione di riscaldamento per mantenere nello stesso periodo negli ambienti la temperatura di 20°C. Il calcolo viene eseguito mese per mese con riferimento alle tabelle delle varie città che riportano per ogni mese tutti i dati climatici relativi.

Il termine PRIMARIA, indica appunto l'energia prima per far funzionare l'impianto, e quindi il nostro generatore di calore quale esso sia (caldaia a gas o gasolio, pompe di calore elettriche e/o endotermiche), per mezzo di gas metano gasolio e/o energia elettrica, il che si traduce in euro da spendere.

Il rendimento medio globale stagionale si calcola con la seguente relazione:

$$\eta_g = \frac{Q_{HVS}}{Q} = \eta_{pr} \times \eta_{reg} \times \eta_{em} \times \eta_{dis}$$

dove:

η_{pr} si indica il rendimento di produzione del generatore di calore;

η_{reg} si indica il rendimento di regolazione dell'impianto;

η_{em} si indica il rendimento di emissione del terminale scelto;

η_{dis} si indica il rendimento di distribuzione del fluido termovettore.

Con Q_{VHS} si indica l'energia da fornire agli ambienti in condizione reali di funzionamento.

Questi rendimenti sono tabulati e calcolabili per mezzo delle norme UNI in particolare la 10348 è di riferimento. Come si vede dalle definizioni tali rendimenti legano l'edificio alla tipologia di impianto, come detto si parla di sistema Edificio-Impianto. Infatti si riferiscono al metodo di produzione del calore, nel modo di termoregolare l'impianto, nella scelta dei terminali (radiatori, ventilconvettori), nel modo di distribuire il fluido termovettore (Tubazioni ect...).

Il rendimento così calcolato deve essere maggiore (ovviamente) di un rendimento globale medio stagionale minimo di legge che è funzione della potenza utile nominale del generatore:

$$\eta_g \geq \eta_{gMin} = (65 + 3 \log P_{Nom})$$

con P_{Nom} potenza utile nominale del generatore di calore espressa in kW, si ricorda che la stessa è anche data da:

$P_{nom} = \text{Potenza Bruciata al focolare} - \text{Perdite al camino} - \text{Perdite all'involucro}$

La potenza bruciata al focolare sarà al solito la portata di combustibile per il potere calorifico del combustibile usato.

Per il calcolo del fabbisogno energetico nazionale si deve usare la seguente relazione:

$$FEN = \frac{Q}{V \times GG} \quad (\text{kJ} / \text{m}^3 \text{ GG})$$

che deve essere minore del fabbisogno energetico normalizzato limite imposto dalla legge e così definito nel DPR 412/93:

$$FEN_{lim} = \left[(C_{dlim} + 0,34 \times n) - K_u \times \left(\frac{0,01 \times I}{dT_m} + \frac{a}{dT_m} \right) \right] \times \frac{86,4}{\eta_g}$$

Quindi il $FEN_{lim} = f(C_d, n, 1/\eta_g)$, avendo indicato con n il numero di ricambi ora, con K_u il coefficiente di utilizzazione degli apporti gratuiti, con I (W/m^2) l'irradianza media sul piano orizzontale (per Venezia $I=80 \text{ W}/\text{m}^2$) e infine con a gli apporti gratuiti (W/m^3), il numero $0,01$ (m^{-1}) è un valore convenzionale della superficie ad assorbimento totale dell'energia solare per unità di volume scaldato, dT_m è la differenza di temperatura media stagionale ($^{\circ}\text{C}$).

Nel calcolare il FEN si tiene conto nel bilancio del sistema edificio-impianto termico e tiene conto in termini di apporti dell'energia primaria immessa in centrale termica, dell'energia solare gratuita fornita all'edificio e degli apporti gratuiti interni e in termini di perdite tiene conto dell'energia persa per trasmissione e per ventilazione attraverso l'involucro edilizio, e dell'energia persa dall'impianto termico nelle fasi di produzione, regolazione, distribuzione ed emissione del calore.

Calcolo dell'energia Primaria

Veniamo ora al calcolo dell'energia primaria Q , detto anche fabbisogno di energia primaria stagionale. Il DPR 412/93 impone tre metodi di calcolo di cui brevemente daremo un cenno.

Metodo A

E' il metodo completo, con un calcolo effettuato mese per mese;

Metodo B

Non si esegue il calcolo mese per mese ma stagionale. Sono ambedue corretti come metodo in quanto tengono conto degli apporti gratuiti di energia,

L'uno o l'altro si adotta se $\frac{\theta_e}{\theta_d} < 0,6$

avendo indicato con

θ_e l'indice Volumico degli apporti gratuiti;

θ_d l'indice Volumico delle dispersioni.

Metodo C

E' il calcolo semplificato, in cui non si tiene conto degli apporti gratuiti, i quali entrano in gioco

solo se il rapporto $\frac{\theta_e}{\theta_d} < 0,2$ e il Volume lordo $V < 10.000 \text{ m}^3$.

In genere i programmi in commercio calcolano tutto con il metodo A anche se si può scegliere il metodo, mentre chi, come noi, ha implementato un foglio elettronico in excel, conviene calcolare tutto con il metodo A, tanto lo stesso DPR non impone ma consiglia uno dei tre metodi.

Il calcolo di Q è fondamentalmente un calcolo a ritroso, si calcola prima l'energia perduta dall'edificio Q_L che è la somma delle energie di trasmissione con le strutture, di trasmissione con il terreno, di ventilazione, di ventilazione delle zone non riscaldate, di ventilazione con le zone a temperatura costante:

$$Q_L = Q_T + Q_G + Q_V + Q_U + Q_A \quad (\text{MJ})$$

Si definisce poi il fabbisogno termico utile come

$$Q_H = (Q_L - Q_{SE}) - \eta_u (Q_I + Q_{SI})$$

dove :

Q_{SE} sono gli apporti termici per irraggiamento delle superfici opache;

Q_{SI} sono gli apporti termici per irraggiamento delle superfici vetrate;

Q_I sono gli apporti interni (illuminazione, altre sorgenti);

η_u è il rendimento di utilizzazione degli apporti gratuiti.

Si chiamano Apporti (come nel caso estivo) proprio perchè sono dati gratuitamente, contribuiscono ad neutralizzare le dispersioni dell'edificio Q_L . Tale procedimento di calcolo è ben lontano da quanto si faceva con la legge 373/76. Si nota anche che gli apporti sono regolati da un rendimento η_u di utilizzazione e quindi hanno essi stessi una resa nei confronti dell'edificio inferiore al 100%.

Per il calore di ventilazione si veda più avanti le note di richiamo.

Si tiene poi conto, come già detto all'inizio, del tipo di conduzione che svolge l'impianto progettato, se continuo o intermittente calcolando il fabbisogno termico utile di energia in condizione di funzionamento non continuo :

$$Q_{VHS} = f(Q_H, k)$$

con k un coefficiente di modalità di funzionamento dell'impianto.

Si calcola poi il fabbisogno energetico utile in condizioni reali di funzionamento:

$$Q_{HR} = \frac{Q_{HVS}}{\eta_{reg} \eta_{em}} = \frac{Q_{VHS}}{\eta(\text{regolazione})(\text{emis.corpi.scaldanti})}$$

Il sistema di regolazione tiene conto della termoregolazione ovvero della rapidità con cui il sistema edificio-impianto si adegua alle condizioni climatiche.

Il fabbisogno di energia termica utile mensile fornita dal sistema di produzione è così calcolata:

$$Q_P = \frac{Q_{HR}}{\eta_{dis}} = \frac{Q_{HR}}{\eta(\text{distr.rete.impianto})}$$

Infine l'energia fornita dal generatore Q_C è funzione di Q_P :

$$Q_C = \frac{Q_P - Q_{AUX}}{\eta_{tu}}$$

con Q_{AUX} l'energia degli ausiliari e con η_{tu} il rendimento termico utile medio mensile del generatore.

L'energia Primaria Q infine è data da : $Q = Q_C + Q_E$

con Q_E l'energia elettrica fornita agli ausiliari , quali pompe ect.

Una volta calcolato il fabbisogno di energia Primaria Q si calcola il FEN e il η_g .

Ovviamente se dal calcolo risulta che uno dei due limiti non fosse rispettato, bisognerà ritornare a ritroso nel calcolo, e se necessario intervenire nell'isolamento dell'edificio, o nello scegliere ancora i rendimenti secondo le Norme UNI.

Si fa notare che il FEN (MJ/m³GG) può essere espresso nel seguente modo

$$\text{FEN} = (\text{consumo di energia primaria}) / \text{Volume} \times \text{GG}$$

e quindi

$$\text{FEN} = (\text{lettura contatori fine periodo} - \text{lettura contatori inizio periodo}) / \text{Volume} \times (\Sigma T_{\text{int}} - \Sigma T_{\text{ext}})$$

da cui si può anche ricavare la potenza media da applicare

$$\text{Potenza Media da Applicare} = (\text{Volume edificio}) \times \text{FEN}$$

In termini di consumi, ad esempio per il gas metano

$$1\text{m}^3 \text{ Gas Metano (CH}_4\text{)} = 34,37 \text{ MJ}$$

da cui si calcola il consumo di metano in Nm³

$$C_{\text{Me tan o}} = \frac{\text{FEN} \times \text{Vol} \times \text{GG}}{34370} \quad (\text{Nm}^3 / \text{Anno})$$

poichè 1Nm³ di gas metano costa circa 0,6 euro, quindi il FEN ci indica subito quanto spendo in un periodo di riscaldamento:

$$C_{\text{Me tan o}} \times 0,6\text{euro} = \text{totale.euro} \quad \text{questo lo possiamo chiamare Consumo Primario.}$$

Il DPR 412/93 prende anche in considerazione la possibilità di sostituire solo il generatore di calore con potenza maggiore di 35 kW, in genere la scelta del nuovo generatore va fatta calcolando il rendimento di produzione medio stagionale:

$$\eta_p = \text{Energia Immessa in Rete} / \text{Energia Primaria}$$

valutato nel periodo di riscaldamento il quale deve essere maggiore di un rendimento limite di legge così calcolabile:

$$\eta_p > (77 + 3\log P_n) \%$$

Nell'allegato E del DPR sono ripartati i limiti di η_p .

Si ricorda anche che per:

1. $P \geq 35 \text{ kW}$ si devono avere almeno 2 livelli di temperatura pilotati da una sonda esterna, obbligo di compilare il libretto di centrale e verifica annuale dei generatori con misura in opera del rendimento;
2. $P < 35 \text{ kW}$ (sono le caldaie di casa) serve il libretto di impianto e verifica biennale del generatore e misura dei rendimenti.

Importante secondo noi indicare anche che la Norma UNI 10344 nell'indicare il metodo di calcolo della energia primaria e la UNI 10348 nel definire i rendimenti si parla del calcolo del FEN qualora il sistema di produzione del calore sia la pompa di calore.

Nel ricordare che il FEN si misura in $(\text{kJ}/\text{m}^3 \text{ GG})$, e che per il calcolo dello stesso si deve procedere al calcolo dell'energia primaria Q , per le pompe di calore la stessa è funzione è funzione del COP coefficiente di effetto utile medio mensile. Per macchine che utilizzano come sorgente esterna l'acqua, quindi a temperatura costante, il COP viene calcolato una volta stabiliti i valori delle temperature di funzionamento delle macchine; mentre per la pompa di calore aria/aria essendo la sorgente esterna aria e quindi variabile durante il periodo di funzionamento il COP diventa funzione della temperatura esterna ed viene così calcolato:

$$COP(T_{est}) = COP(T_{rif}) * \frac{(T_{est} + 20) * (T_{rif} + 80)}{(T_{rif} + 20) * (T_{est} + 80)}$$

Altri Termini del DPR412

Il DPR 412 entra anche nei termini di responsabilità, conduzione e manutenzione. L'esercizio e manutenzioni degli impianti termici sono affidati al proprietario che ne è responsabile.

La stessa legge 10/91 e il DPR 412 indicano la necessità allorquando ci si occupa di edifici pubblici bisogna cercar di utilizzare fonti alternative di energia rinnovabile (tipo solare, fotovoltaico, cogenerazione) o ad essi equivalenti (pompe di calore, gruppi frigoriferi a recupero totale e /o polivalenti).

Ancora il DPR 412 nel parlare del dimensionamento degli impianti, indica la necessità per edifici multipiano devono essere dotati di condotti di evacuazione o camini fino al tetto di copertura (UNI 7129) e devono essere opportunamente dimensionati (UNI 9182). Si parla anche di necessità di termoregolare l'impianto, quindi la necessità di usare un sistema di termoregolazione pilotato da sonde che misurano la temperatura esterna con programmazione che consenta la regolazione della temperatura ambiente su almeno due livelli di temperatura nell'arco delle ventiquattro ore.

Vengono previste manutenzioni e controlli annuali per gli impianti con potenza $P > 35 \text{ kW}$ con la compilazione volta per volta del libretto di centrale e controlli biennali per gli impianti con $P < 35 \text{ kW}$ con compilazione, anche qui, volta per volta del libretto di impianto. Ancora si parla di produzione di acqua calda sanitaria con usi di appositi accumuli e con determinati trattamenti di addolcimento dell'acqua, e si parla di distribuzione dell'acqua calda sanitaria in rete con una temperatura di esercizio non superiore a 48°C ($+5^\circ\text{C}$ di tolleranza). Da ultimo si parla anche di rendimenti minimi dei generatori di calore instalati siano essi per sostituzione di caldaie che di nuovi impianti, i quali rendimenti devono essere superiori ai valori sotto riportati alla potenza nominale utile al 100% e 30% ed una temperatura media dell'acqua del generatore di 70°C :

$$\eta(100) = (4 + 2 \log P_n) \%$$

$$\eta(30) = (80 + 3 \log P_n) \%$$

Per il rendimento al 30% la temperatura media dell'acqua in caldaia è di almeno 50°C .

Gradi Giorno

All'inizio della trattazione abbiamo parlato dei gradi giorno (GG), vediamo ora la definizione di tale termine. Deve essere noto l'andamento tipico per la località della temperatura media giornaliera T_{mg} , in genere tabulate nelle Norme UNI. Si definisce Grado Giorno la somma eseguita giorno per giorno lungo l'arco stagionale d'inverno della differenza tra la temperatura interna T_{ir} e la temperatura esterna media giornaliera.

$$GG = \sum_{STAGIONE} (T_{ir} - T_{er})$$

Ad esempio per Venezia $GG(\text{Venezia}) = 2345$ per una temperatura interna di 20°C . Da notare che se al posto di 20°C ambiente assumo il limite di tolleranza di 22°C ($20+2$) ad esempio sempre per Venezia che presenta un $GG = 2345$ e un tempo stagionale di 180 giorni si ottiene facilmente che i due gradi in più vuol dire $180 \times 2 = 360^\circ\text{Cgiorno}$ che sommati ai GG iniziali $2345 + 360 = 2705$ che in percentuale si traduce in $2705/2345 = 1,15$ cioè se io per 180 giorni tengo la temperatura di 22°C costante si traduce in un aumento di combustibile di circa il 15%.

Calore di Ventilazione

Tenendo presente che la potenza che serve a riscaldare una portata volumetrica oraria (V_a) di aria esterna alla temperatura (T_e) fino alla temperatura interna (T_i) è data dalla seguente relazione:

$$P_v = \rho \times c \times \left(\frac{V_a}{3600} \right) \times (T_i - T_e)$$

dove:

P_v = Potenza occorrente al riscaldamento in W. ρ = Massa volumica dell'aria pari a 1.23 Kg/m³. C = Calore specifico dell'aria pari a 1000 J/Kg K.

V_a = Portata d'aria in m³/h.

Per una portata d'aria espressa in funzione del numero di ricambi (n) e del volume (V) dell'ambiente nel quale si ricambia l'aria:

$$V_a = n \times V$$

Il ricambio d'aria minimo da garantire non può essere inferiore a 0,5 volumi/ora, la UNI 10344 fornisce alcuni valori da impiegare quando siano note le caratteristiche di permeabilità dei serramenti

Per edifici ad uso non residenziale il numero di ricambi aria sarà determinato tenendo conto dell'affollamento delle richieste di ventilazione di locali particolari e comunque da norme tecniche, norme igieniche, sanitarie, comunali, ecc..

Il DPR 551/99

Il DPR 412/93 appena uscito venne preso con fiducia dagli operatori del mestiere i quali pian piano lo studiarono e applicarono nel quotidiano lavorare, nel frattempo la normativa UNI tra l'altro richiamata e attesa nello stesso decreto venne presto pubblicata e applicata. Pur tuttavia lo stesso DPR presto mostrò dei limiti e delle incongruenze che i vari operatori lamentarono ben presto, come ad esempio l'impossibilità o quasi di utilizzare caldaie di tipo B (non stagne a tiraggio naturale), oppure caldaie a condensazione, o ad esempio una scarsa chiarezza sulla figura del terzo responsabile che sconfinava chiaramente in un ambito più legale che altro e non meno trascurabile la rapida evoluzione di normative e direttive europee ai quali il legislatore italiano ha dovuto adeguarsi, come ad esempio per il DPR 660/96 che recepisce la direttiva Europea 92/42/CEE concernente i requisiti di rendimento delle nuove caldaie ad acqua calda alimentate con combustibile liquido e gassoso.

Per caldaie a bassa temperatura comunemente chiamate a "temperatura scorrevole" si hanno i seguenti rendimenti al 100% con acqua a temperatura di 70°C e al 30% con acqua a temperatura a 40°C:

$$\eta(100) \geq 87,5 + 1,5 \log P_n$$

$$\eta(30) \geq 87,5 + 1,5 \log P_n$$

Per le caldaie a condensazione si hanno i seguenti rendimenti al 100% con acqua a temperatura di 70°C e al 30% con acqua a temperatura a 30°C:

$$\eta(100) \geq 91,0 + 1,0 \log P_n$$

$$\eta(30) \geq 97,0 + 1,0 \log P_n$$

Ci sono voluti ben sei anni per attendere le modifiche parziali al 412, il quale si ricorda non è stato abrogato, in quanto il DPR 551/99 modifica solo alcuni articoli e/o commi del 412.

Tra i più significanti ci piace ricordare la possibilità di adottare diversi sistemi di evacuazione dei fumi qualora o per regolamenti locali o per impossibilità e/o inesistenza di canne fumarie esistenti non si possa raggiungere la copertura, la possibilità di installare generatori di calore di tipo B qualora venga rispettata la norma UNI-CIG di riferimento e venga eseguita una apertura di ventilazione adeguata. Per quanto riguarda la scelta dei generatori ci piace ricordare che il DPR 551/99 prende finalmente atto (tra l'altro già recepito dal DPR 660/96) che esistono anche generatori di calore ad elevato rendimento quali le caldaie a temperatura scorrevole e le caldaie a condensazione e per queste due tipologie si devono applicare con dei rendimenti termici utile al 100 e 30 % della potenza termica utile superiori a dei limiti imposti.

Per il terzo responsabile vengono definiti requisiti ben determinati soprattutto per le potenze nominali ai focolari superiori ai 350 kW, in particolare può eseguire tale operazione di terzo responsabile aziende che operino in regime di Qualità (ISO9000), viene vietata la delega di questa figura a subappalti. Per impianti domestici con $P < 35 \text{ kW}$ la figura del responsabile viene identificata con l'occupante dell'appartamento e può affidare l'impianto ad un terzo responsabile senza per questo sottrarsi alle sue responsabilità. Vengono pure chiarite in riferimento anche alla Norma UNI le misure da adottare per il rilevamento del rendimento minimo di combustione in opera.

La Cogenerazione secondo la Legge 10/91

Anche se in un corso di energy manager, ad un argomento di questa portata e importanza errò trattato con un corso apposito, riteniamo utile dare alcune informazioni su come si interfaccia la legge 10/91 e il suo DPR412/93 nei riguardi di questo argomento.

Il comma 16 dell'articolo 5 del DPR 412 26/8/93, ovvero il decreto di attuazione della legge 10/91, ribadisce chiaramente l'obbligo in edifici pubblici di ricorrere ad impianti utilizzando fonti energetiche rinnovabili o ad essi assimilabili. Questi ultimi sono impianti per i quali i vantaggi

energetici sono così marcati rispetto a quelli tradizionali da renderli più simili agli impianti ad energia gratuita, benché utilizzino come energia primaria le fonti convenzionali.

E' lo stesso DPR 412/93 nel suo allegato D a definire i sistemi da considerarsi assimilabili a quelli a fonte energetica rinnovabile: tra questi vi sono sia le pompe di calore e gli impianti di cogenerazione.

L'obbligo è esteso a qualunque edificio purché non vi siano impedimenti di natura tecnica od economica: un limite posto dal DPR è che il rientro dell'investimento, calcolato con il metodo del ritorno semplice, deve essere inferiore ai 10 anni..

La cogenerazione è la produzione combinata di energia elettrica ed energia termica.

L'energia elettrica viene prodotta attraverso un alternatore alimentato dall'energia meccanica prodotta da un motore: dal calore dissipato dal motore stesso durante il suo funzionamento, viene recuperata energia termica utile all'impianto.

Il motore può essere di tipo esotermico (turbine a vapore delle grandi centrali di produzione), oppure endotermico (turbina a gas, motore a scoppio sia in ciclo Diesel che in ciclo Otto).

– VANTAGGI ENERGETICI DELLA COGENERAZIONE

In un impianto tradizionale di produzione dell'energia elettrica (ad esempio una centrale Enel) il rendimento di produzione dell'energia elettrica è mediamente pari al 35%: quindi da 100 unità di energia introdotte nel sistema come combustibile si producono circa 35 unità di energia elettrica. La rete di distribuzione ha, a sua volta, un'efficienza inferiore all'unità per cui delle iniziali 100 unità energetiche all'utente arrivano solamente 30 - 32 unità elettriche.

L'energia di raffreddamento del sistema viene generalmente dispersa, salvo rari casi (un esempio è la città di Brescia), e non utilizzata per il riscaldamento domestico oppure per la produzione di acqua calda sanitaria. L'energia termica deve essere prodotta localmente con una caldaia con un rendimento energetico di circa il 90%. Il rendimento totale del sistema è quindi pari a circa il 50%.

Nella figura 1 è visibile il bilancio energetico di un'utenza che richieda 32 kW elettrici e 53 kW termici per la quale sono necessari 159 kW di combustibile con un rendimento totale del 54%.

BILANCIO SISTEMA TRADIZIONALE

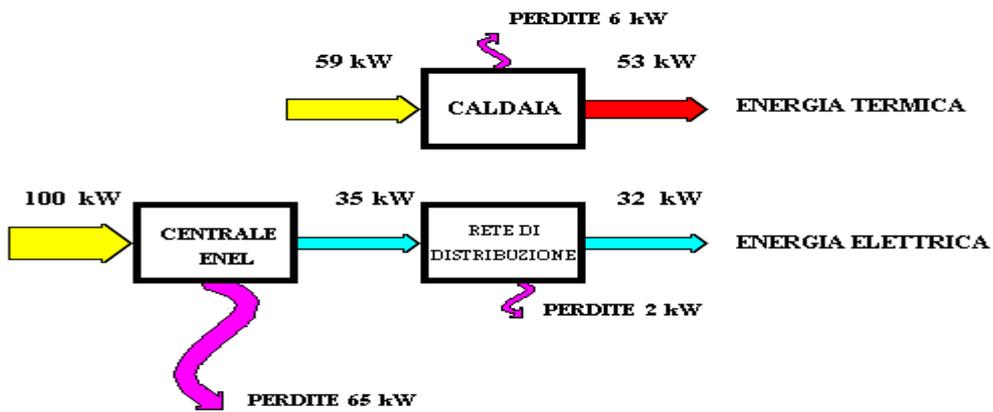


figura 1

BILANCIO INVERNALE

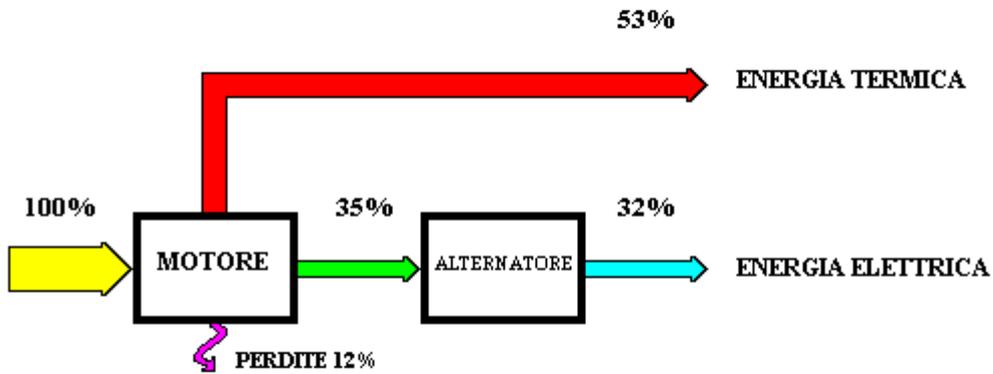


figura 2

Nel caso della cogenerazione, invece, gran parte dell'energia di raffreddamento del motore viene recuperata ed utilizzata per il riscaldamento degli ambienti e per la produzione di acqua sanitari. Per produrre 53 kW termici e 32 kW elettrici sono ora necessari solamente 100 kW di combustibile con un rendimento totale dell'85%.

In questo modo il rendimento del sistema aumenta come è visibile in figura 2 che riguarda l'analoga situazione vista in precedenza nel caso di impianto di cogenerazione

– CONVENIENZA ECONOMICA DELLA COGENERAZIONE

La convenienza energetica non è assolutamente condizione necessaria per la diffusione di un sistema se a questa non segue un consistente vantaggio economico per l'utente finale. Un esempio eclatante si può trovare nel settore automobilistico: i diesel sono senz'altro migliori dal punto di vista energetico rispetto alle auto a benzina, ma una politica vessatoria ne ha limitato la diffusione in Italia; solamente ora, con la definitiva soppressione del superbollo, il mercato si sta riprendendo ed la percentuale dei veicoli a gasolio si sta avvicinando anche nel nostro paese a quella degli altri paesi europei.

Fortunatamente la cogenerazione è stata particolarmente favorita dalle Leggi 9 e 10 del 1991 tramite una serie di incentivi e facilitazioni. Riassumiamo i principali:

– Imposizioni della Legge 10 per edifici pubblici

Nel caso di edifici pubblici di volume superiore ai 10.000 m³ la legge 10 impone l'obbligo di ricorrere ad impianti che utilizzano fonti di energia rinnovabile o ad essi assimilabili: tra questi impianti sono esplicitamente citati la cogenerazione, le pompe di calore e le pompe di calore azionate da motore endotermico. L'obbligo è totale a meno che non concorrano fattori tecnici o economici che impediscano l'inserimento degli impianti citati: il calcolo deve essere fatto con il metodo del ritorno semplice, quindi senza considerare interessi e svalutazione, adottando il prezzo dei combustibili e dell'energia elettrica valida al momento della stesura del progetto ed il tempo di ritorno dell'investimento non deve superare gli 8 anni, per edifici in comuni con un numero di abitanti inferiore a 60.000, 10 anni negli altri casi.

La norma è estremamente importante, anche perché considera tempi di rientro molto lunghi e quindi agevola fortemente l'inserimento di tale tipologia d'impianto. Purtroppo, però, non è stata ancora molto recepita a causa della fortissima diminuzione di appalti pubblici verificatasi negli ultimi anni. E' da ritenere, però, che la ripresa del settore pubblico in futuro porti ad una crescente richiesta dei sistemi citati.

– Defiscalizzazione del combustibile

La Legge 10 prevede che il combustibile utilizzato per l'autoproduzione di energia elettrica sia in tutto o in parte defiscalizzato in funzione del rendimento elettrico. La detrazione attuabile è calcolata con la formula:

$$D = 0.267 * kWh_e$$

dove:

D è la quantità di combustibile sulla quale si effettua la detrazione totale del carico fiscale

kWh_e è il numero di kWh elettrici prodotti dal sistema

Per fare un esempio, se un impianto di cogenerazione produce 1.000 kWh elettrici, si può detrarre il carico fiscale su 263 unità di combustibile (Nm³ se gas, litri se gasolio).

La detraibilità è legata al rendimento elettrico del sistema così come mostrato in figura 4.

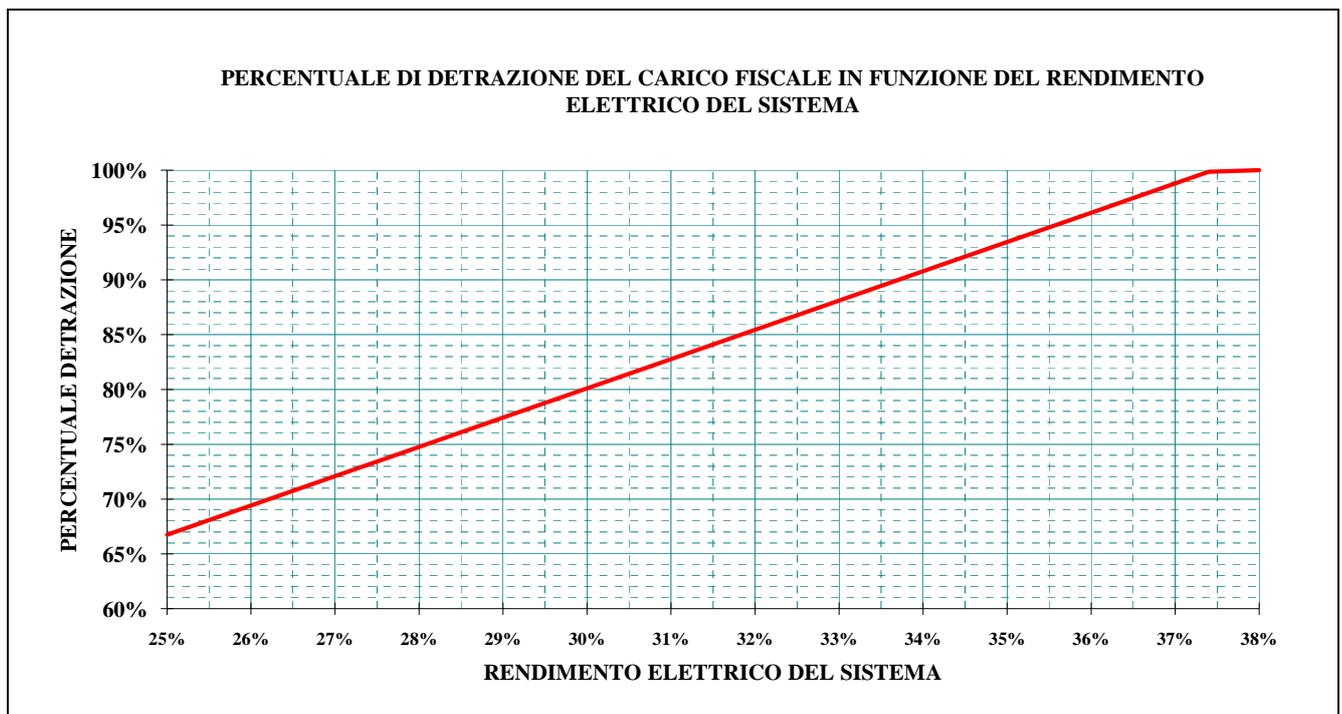


figura 4

La detrazione è totale solo se il rendimento elettrico è superiore al 37,4%; negli altri casi è inferiore. La formula ed il grafico valgono per qualsiasi tipo di combustibile: nel successivo capitolo dedicato al sistema tariffario sono riportati i costi del combustibile per autoproduzione. E' comunque interessante osservare come la percentuale di detrazione del carico fiscale sia elevata, anche nel caso di sistemi di piccola potenza con rendimenti elettrici di circa il 28%.

– Contributi e finanziamenti

Al fine di incentivare la realizzazione di iniziative che prevedono l'utilizzo delle fonti di energia rinnovabili o assimilate nel settore dell'edilizia, la Legge 10/91 prevede, all'art. 8, la concessione di contributi in conto capitale nella misura tra il 20% ed il 40% della spesa d'investimento ammissibile, documentata, per l'installazione di apparecchiature per la produzione di energia elettrica e di calore.

L'erogazione del contributo avviene a cura delle Regioni, presso le quali vanno reperite le disposizioni specifiche contenute nelle leggi regionali e nei bandi di ammissione ai contributi.

Nel caso dei settori industriale, artigianale e del terziario, l'articolo 10 della Legge 10/91 prevede la concessione di contributi in conto capitale nella misura del 30% della spesa ammissibile preventivata.

I contributi della Legge 10/91 sono cumulabili con altre incentivazioni a carico del bilancio dello stato fino al 75% dell'investimento complessivo.

Sono previste ulteriori finanziamenti, come quelli concessi dalla Legge Sabatini (1329/65) in conto interessi per l'acquisto d'impianti o come i finanziamenti della B.E.I. (Banca Europea per gli Investimenti) meglio conosciuti come "prestiti globali".

– Contratti di Soccorso e di Manutenzione Programmata

La Legge 10 impone l'obbligo al distributore di energia elettrica (ENEL o municipalizzate) nel cui territorio è posizionato un impianto di autoproduzione, di stipulare dei contratti di soccorso, nel caso di arresto per emergenza del sistema, e di manutenzione programmata a tariffe agevolate. In pratica l'ente garantisce l'erogazione della potenza necessaria al funzionamento dell'impianto, anche in presenza di un contratto con un impegno inferiore, con un costo relativo.

– Contratti di scambio

Attualmente non è più possibile cedere energia elettrica all'ENEL. E' sempre tuttavia possibile vettoriare corrente elettrica da un impianto di autoproduzione ad un'altra sede, purché la proprietà sia la stessa: ENEL presta la rete facendo pagare un pedaggio

– Inquinamento atmosferico

Gli impianti di cogenerazione di potenza inferiore ai 3 MW, nel caso di alimentazione a metano, e di 1 MW, nel caso di alimentazione a gasolio, sono considerati di scarso rilievo ai fini dell'inquinamento atmosferico: di conseguenza viene applicata la procedura semplificata di richiesta autorizzazione valida per le attività "ad inquinamento atmosferico poco significativo" e "a ridotto

inquinamento atmosferico" ai sensi del DPR 25 luglio 1991. Fanno eccezione gli impianti dedicati ai processi industriali.

– ASSIMILABILITA' DELLA COGENERAZIONE A FONTE DI ENERGIA RINNOVABILE

Perché l'impianto di autoproduzione dell'energia elettrica sia considerato un impianto di cogenerazione e assimilato a impianto utilizzante fonte energetica rinnovabile e possa godere delle agevolazioni fiscali sopra riportate è necessario che soddisfi che il coefficiente denominato IEN (Indice Energetico Normalizzato) superi valore 0,51; più precisamente:

$$IEN = \frac{E_e}{E_c} + \frac{E_t}{0,9E_c} - \left(\frac{1}{0,51} - 1 \right) \left(0,51 \frac{E_e}{E_c} \right) \geq 0,51$$

dove:

E_e è l'energia elettrica utile prodotta annualmente dall'impianto

E_t è l'energia termica utile prodotta annualmente dall'impianto

E_c è l'energia immessa annualmente nell'impianto attraverso i combustibili fossili commerciali

Sostanzialmente lo IEN è la somma del rendimento elettrico del sistema più una quota parte del rendimento termico: da ciò si deduce che, perché l'impianto sia considerato di cogenerazione è necessario utilizzare durante tutto l'anno mediamente una percentuale dell'energia termica recuperata.

– L'AUTOPRODUZIONE DI ENERGIA ELETTRICA

L'energia elettrica autoprodotta può essere utilizzata nell'impianto sia in parallelo alla rete ENEL sia in isola. Nel primo caso i due flussi di energia si «mescolano» tra di loro: l'impianto consuma contemporaneamente energia elettrica prelevata da ENEL e quella autoprodotta. E' allora necessaria l'installazione di un quadro speciale, chiamato quadro di parallelo, in grado di sincronizzare le due correnti e proteggere sia la rete pubblica da possibili malfunzionamenti del cogeneratore, sia questo da eventuali microinterruzioni.

Nel secondo caso l'energia autoprodotta viene utilizzata su una parte dell'impianto elettrico senza che vi sia alcun contatto diretto con la rete pubblica: in questo modo non è più necessario installare il quadro di parallelo.

Il costo del quadro di parallelo non è lineare con la potenza, ma è percentualmente tanto maggiore quanto minore è la potenza elettrica cogenerata. Inoltre il collegamento in parallelo con ENEL richiede tempi burocratici superiori, in quanto l'ente pubblico vuole verificare e collaudare l'impianto prima di dare l'assenso all'inizio dell'autoproduzione.

Sulle piccole potenze vi è un ulteriore limite: ENEL è obbligata ad accettare il collegamento ad una linea di bassa tensione solamente per cogeneratori di potenza inferiore a 20 kW; è a discrezione dell'Ente accettare macchine fino a 50 kW, per potenze superiori è necessario sempre avere la cabina di trasformazione e una fornitura in media tensione. In ogni caso, nei collegamenti in bassa tensione è sempre obbligatorio utilizzare alternatori asincroni: in questo modo non è possibile utilizzare il cogeneratore come gruppo elettrogeno in emergenza.

Tutti questi vincoli decadono con l'adozione di una autoproduzione in isola: il costo del quadro di parallelo è completamente eliminato, ENEL non ha alcun diritto di controllo e collaudo dell'impianto, soprattutto si utilizzano alternatori sincroni in grado da fungere da emergenza su utenze privilegiate.

– la cogenerazione dedicata

La cogenerazione richiede un carico elettrico costante nel tempo, caratteristica non sempre riscontrabile in impianti ove, invece, una soluzione con motore potrebbe risolvere molte problematiche. Il collegamento in parallelo con la rete ENEL, inoltre, comporta costi percentualmente tanto maggiori, quanto più piccola è la potenza elettrica autoprodotta; richiede inoltre dei tempi burocratici estremamente lunghi.

Per piccole potenze cogenerate, inferiori ai 200 kW, spesso vale la pena di effettuare una cogenerazione in isola, direttamente dedicata alla produzione di energia termica ed frigorifera, mediante pompe di calore a motore elettrico: da qui il nome di cogenerazione dedicata. L'energia elettrica autoprodotta viene completamente utilizzata per azionare il motore di gruppi frigoriferi. Il sistema comporta dei vantaggi rispetto alle altre soluzioni di condizionamento a gas, quali gruppi ad assorbimento e pompe di calore con motore direttamente calettato al compressore.

Vediamo brevemente di cosa si tratta.

– BILANCIO ENERGETICO DEL SISTEMA

In figura 3 è mostrato il bilancio energetico di una pompa di calore accoppiata ad un motore, sia direttamente che attraverso un alternatore. Nel funzionamento invernale tutto il calore di recupero dal motore è disponibile all'impianto e si aggiunge al calore reso dal condensatore.

In pratica l'efficienza totale del sistema può variare dal 120% al 180% in funzione del COP di funzionamento. Da tener presente che durante lo sbrinamento il motore continua a girare a pieno regime, fornendo calore all'impianto, migliorando così il bilancio energetico della fase di sbrinamento.

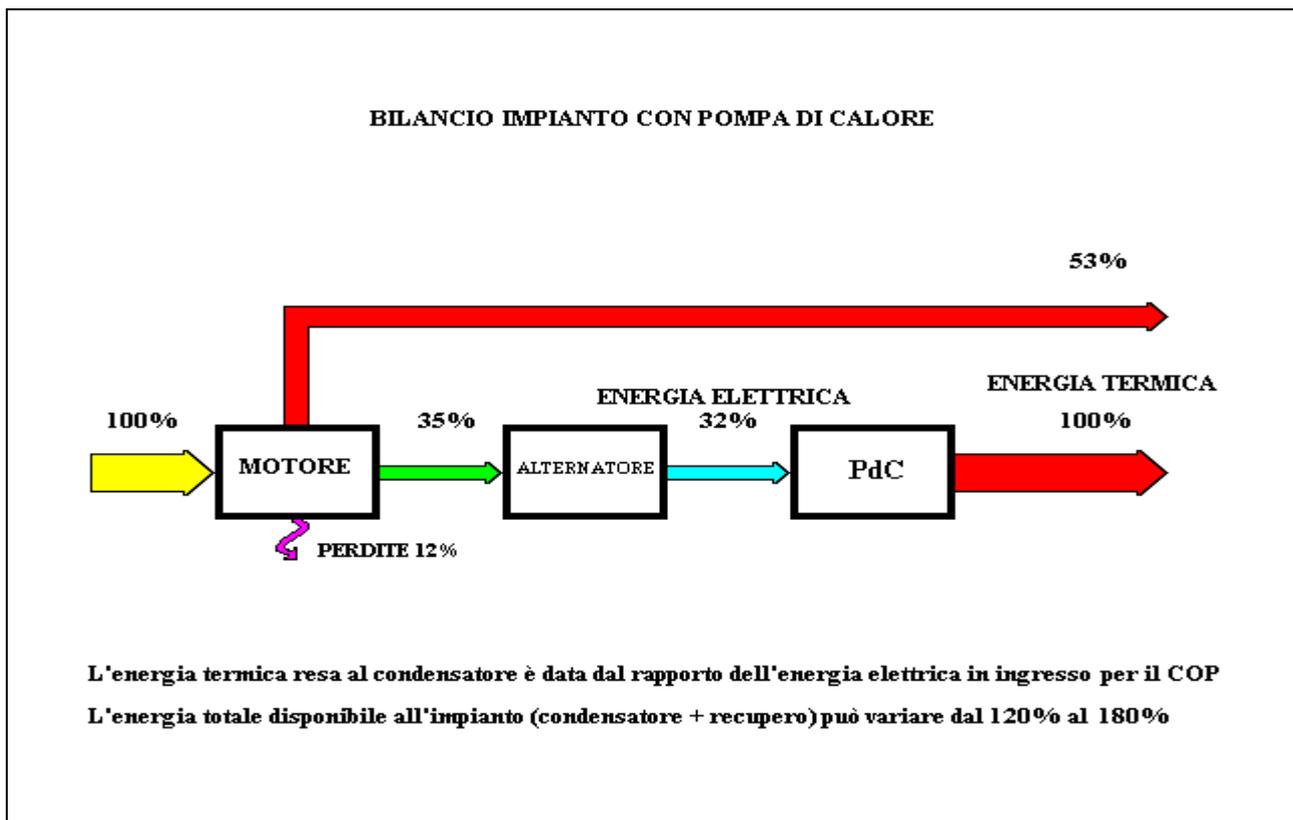


figura 3

Le caldaie a condensazione

I criteri di dimensionamento degli impianti di climatizzazione hanno risentito molto l'influenza sia delle normative sul contenimento dei consumi energetici, sia della evoluzione tecnologica dei componenti. Da questo punto di vista notevole è stato il contributo della Legge 10 e dei suoi decreti di attuazione. Nei dieci anni trascorsi dalla sua entrata in vigore è cresciuta l'attenzione nella costruzione degli involucri edilizi e, parallelamente, il mercato dei generatori di calore si è arricchito di nuovi modelli, caratterizzati da valori di rendimento sempre più elevati.

L'aspetto più significativo è stata la cresciuta sensibilità di tecnici ed utilizzatori finali verso il rendimento medio stagionale delle caldaie, unico parametro davvero significativo in qualunque analisi energetica ed economica. A beneficiarne sono stati soprattutto i modelli a condensazione, la cui diffusione sta conoscendo una crescita difficilmente ipotizzabile all'inizio degli anni 90.

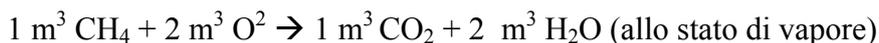
Pur penalizzati da un costo iniziale superiore rispetto alla tradizionale caldaia, questi generatori permettono di realizzare nel tempo dei risparmi economici significativi, tali da compensare in poco tempo il maggior costo d'investimento iniziale.

Tuttavia, per ottenere buoni risparmi energetici, non basta solamente acquistare un generatore ad alta efficienza, ma condizione necessaria è il suo inserimento in un impianto appositamente studiato. L'attenzione va dunque rivolta all'impianto considerato nella sua interezza, perché solo con una corretta progettazione ed integrazione con ciò che sta a valle della caldaia è possibile sfruttare appieno le potenzialità fornite dal generatore.

In questo articolo si vuole offrire una panoramica sullo stato dell'arte della tecnica degli impianti di riscaldamento ad alto rendimento. Un secondo articolo sarà espressamente dedicato alla fondamentale funzione di un organo estremamente importante negli impianti di riscaldamento ad alta efficienza: il disgiuntore idraulico.

Per comprendere la differenza tra una caldaia a condensazione da una tradizionale bisogna prima fissare qualche concetto elementare su come avviene il processo di combustione e su cosa si intenda per rendimento.

Un combustibile brucia sostanzialmente per l'ossidazione degli atomi di idrogeno e di carbonio contenuti nelle sue molecole. Ad esempio, nel caso del metano si ha:



con conseguente liberazione di circa 9,4 kWh termici.

Si definisce "potere calorifico inferiore (PCI)" l'energia termica generata dal processo di combustione di un'unità di combustibile. Nel caso del metano il PCI è appunto 9,4 kWh/m³.

Il potere calorifico inferiore è il parametro su cui ci si basa per calcolare il rendimento η di una caldaia:

$$\eta = \frac{P_U}{P_B} = \frac{P_B - P_{Irr} - P_F}{P_B} = 1 - \frac{P_{Irr} - P_F}{PCI Q_C}$$

dove:

P_U è la potenza utile ceduta all'acqua, ottenuta alla potenza bruciata al focolare P_B la potenza dispersa per irraggiamento dal mantello P_{Irr} e la potenza dispersa dai fumi P_F per il fatto che la loro temperatura è maggiore di quella dell'aria esterna.

P_B è la potenza bruciata al focolare, prodotto del potere calorifico inferiore del combustibile PCI per la quantità Q di combustibile bruciato

Un esempio è utile per comprendere meglio l'equazione (1). Una caldaia con rendimento istantaneo del 90% significa che, su 100 unità di energia messe a disposizione dal combustibile bruciato, solo 90 vengono utilizzate e trasferite al circuito idraulico per scaldare l'acqua, mentre le altre 10 vengono "perdute", cedute cioè all'ambiente esterno attraverso i fumi e attraverso il mantello. Per ogni m³ di metano bruciato, 8,46 kW sono forniti al circuito idraulico, mentre 0,94 sono dispersi in ambiente.

Le perdite attraverso il mantello sono, per le nuove caldaie, praticamente irrilevanti, pari al massimo ad un 3%. Il grosso delle perdite è dato soprattutto dai fumi di scarico, per il semplice motivo che questi hanno una temperatura nettamente superiore all'ambiente (per norma almeno 120°C nel caso di metano). Se si riuscisse ad abbassare questa temperatura, il rendimento ne trarrebbe vantaggio e, a parità di quantità di combustibile bruciato, si fornirebbe al circuito idraulico un'energia termica maggiore con benefici energetici, economici e, non ultimo, anche ambientali a causa del minor inquinamento prodotto.

Come si è visto, nel processo di combustione di forma sempre dell'acqua sotto forma di vapore. Se si riuscisse a condensare questo vapore acqueo, quindi a cambiarne lo stato portandolo da vapore a liquido, si otterrebbe un surplus di energia prima non utilizzato, appunto quella latente di condensazione. In tal modo si riuscirebbe a sfruttare appieno il potenziale energetico del combustibile.

La condensazione dei 2 m³ di vapore acqueo prodotti dalla combustione di 1 m³ di metano, equivalenti in termini ponderali a circa 1,6 kg di acqua, produce circa 0,93 kW/h termici utili perché ceduti al circuito idraulico.

In totale, quindi, per ogni m³ di metano bruciato si genera un'energia 10,3 kWh termici, se si considera anche la condensazione del vapore acqueo prodotto durante la combustione. Si definisce pertanto come "potere calorifico superiore (PCS)" l'energia termica generata dal processo di combustione di un'unità di combustibile, portando alla condensazione il vapore acqueo prodotto. L PCS del metano è appunto 10,3 kWh /m³.

Riprendendo l'esempio precedente, portando in condensazione i 2 m³ di vapore acqueo presente nei fumi di scarico ottenuti dal processo di combustione di 1 m³ di metano, agli 8,46 kW utili ottenuti in precedenza si aggiungono gli 0,93 kW generati dalla condensazione. In più, poiché la temperatura dei fumi si abbassa, la potenza termica utile fornita dalla caldaia aumenta ancora. Il rendimento sale a valori superiori al 100%, perché nella (1) il dato di riferimento è sempre il potere calorifico inferiore.

Dal punto di vista pratico il surplus di energia lo si ottiene abbassando la temperatura dei fumi in uscita dalla caldaia al di sotto della loro temperatura di rugiada, ovvero la temperatura di cambio di stato da vapore a liquido. Questa temperatura dipende sia dalla composizione chimica del combustibile, sia dall'eccesso d'aria con cui avviene il processo di combustione. Per il metano la temperatura di rugiada in condizioni di combustione stechiometrica vale 59°C e diminuisce all'aumentare dell'eccesso d'aria, come mostrato in figura 1

Ciò avviene perché all'aumentare dell'eccesso d'aria i fumi diventano più secchi, ovvero riducono la loro umidità specifica, e quindi diminuisce anche la temperatura alla quale avviene il cambiamento di fase.

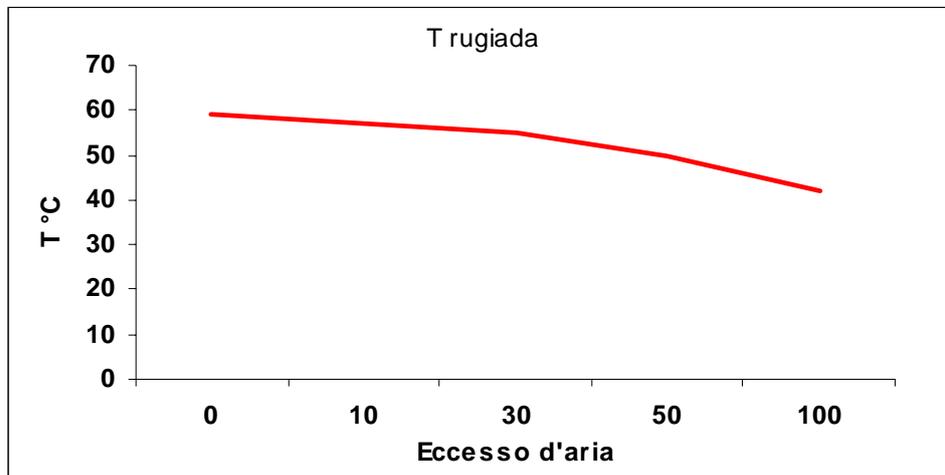


Figura.1: temperatura di rugiada dei fumi in funzione dell'eccesso d'aria

Ciò che permette il fenomeno della condensazione dei fumi è la modalità con cui vengono trattati i fumi della combustione. E' importante sottolineare come la possibilità di condensare i fumi non è un fattore intrinseco della caldaia, ma è strettamente correlato alla modalità con cui è stato progettato e viene gestito l'impianto che da questa è servito. Infatti, con temperature di ritorno particolarmente basse in ogni caldaia si può verificare il fenomeno della condensazione. Poiché la condensa è generalmente acida (con il metano si ha la formazione di acido carbonico), tende ad aggredire i materiali e se questi non sono idonei, è necessario ricorrere a soluzioni come la pompa anticondensa.

In presenza di condensazione i fumi in uscita hanno temperature contenute e quindi non in grado sviluppare un tiraggio sufficiente per essere evacuati dai normali camini.

Da quanto detto le caldaie che consentono la condensazione devono essere progettate con grande attenzione in particolare allo scambiatore di calore e al sistema di smaltimento fumi. Gli scambiatori sono generalmente in materiale resistente alla corrosione come acciaio inox o leghe di alluminio e l'espulsione dei fumi avviene in ventilazione forzata, per l'incapacità dei fumi stessi di evacuare naturalmente.

Bisogna porre anche grande attenzione alle canne fumarie, che sono sempre in pressione e dunque devono essere a perfetta tenuta e in materiale resistente come l'acciaio o materie plastiche (omologate per il funzionamento a temperature di circa 100°C).

Riveste inoltre notevole importanza al fine di ottenere rendimenti ottimali il sistema di gestione della caldaia. Il rendimento è tanto maggiore quanto minore è la temperatura di uscita dei fumi, quindi quanto più bassa è la temperatura dell'acqua di produzione e di ritorno dall'impianto.

Considerando una temperatura di rugiada di circa 55°C, a cui corrisponde un eccesso d'aria di circa il 30% (figura 1), valore di riferimento nelle caldaie in commercio, e tenendo conto che la temperatura di uscita dei fumi dallo scambiatore è generalmente superiore di circa 10°C alla temperatura di ritorno dell'impianto, si possono effettuare le seguenti valutazioni.

L'umidità specifica dei fumi ricavata dal diagramma di Mollier a 55° equivale a circa 120 grammi d'acqua per ogni kg di fumi secchi. Se la temperatura di ritorno dall'impianto è di 30°C, si possono raffreddare i fumi fino a 40°C ($x = 50\text{g/kg}$) ottenendo la condensazione di circa 950 grammi d'acqua (circa 1 litro) per ogni m³ di metano bruciato che equivale a circa il 60% del calore latente totale.

Un valore così basso di temperatura di ritorno è accettabile nella pratica solo con impianti a bassa temperatura quali i pannelli radianti, oppure in impianti tradizionali al di fuori delle condizioni di progetto, ossia quando la temperatura esterna si è innalzata e la temperatura di produzione della caldaia viene abbassata di conseguenza.

In tutti gli altri casi il quantitativo di condensa ottenibile è più contenuto o non c'è affatto.

I rendimenti ottenibili nei casi in cui l'impianto lavora in condizioni prossime a quelle di condensazione o addirittura più elevate sono comunque rilevanti e ben superiori a quelli delle caldaie tradizionali in quanto le perdite ai fumi, per le basse temperature di espulsione, sono estremamente contenute (riduzione dal 5-6% all'1%); in più anche le perdite al mantello sono molto basse in quanto la temperatura media del corpo caldaia è sicuramente inferiore di quella delle caldaie tradizionali.

Generalmente una caldaia a condensazione lavora con rendimenti compresi tra il 98% ed il 110%, in funzione della temperatura dell'acqua di ritorno dall'impianto e dalla percentuale di carico termico, come mostrato in figura 2, valida per impianti a pannelli radianti. Tali valori nettamente superiori rispetto a quelli di una caldaia tradizionale.

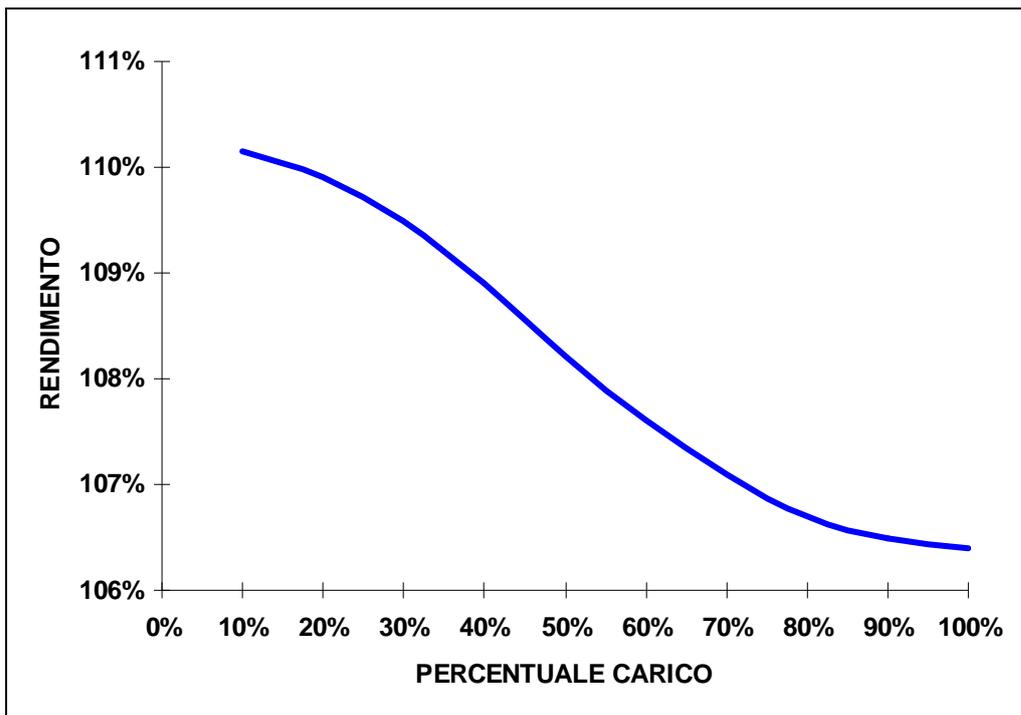


Figura 1: rendimento di una caldaia a condensazione in funzione del carico (temperatura acqua in ingresso = 35°C)

Per ottimizzare il rendimento è necessario che la regolazione della potenza abbia una logica adeguata.

L'input per la regolazione è il confronto tra la temperatura di produzione dell'acqua e il valore che deriva dalla curva climatica impostata funzione della temperatura esterna. Questa compensazione è fondamentale, soprattutto nel caso di impianti che non lavorano a bassa temperatura (ad esempio con pannelli radianti).

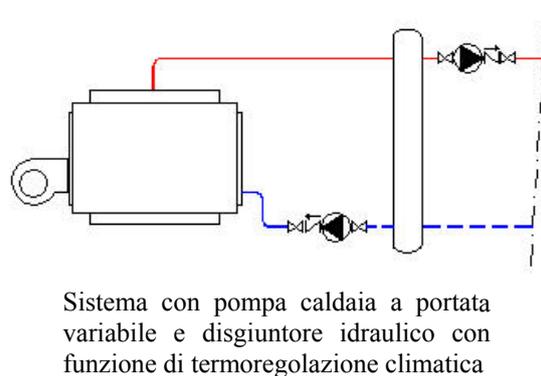
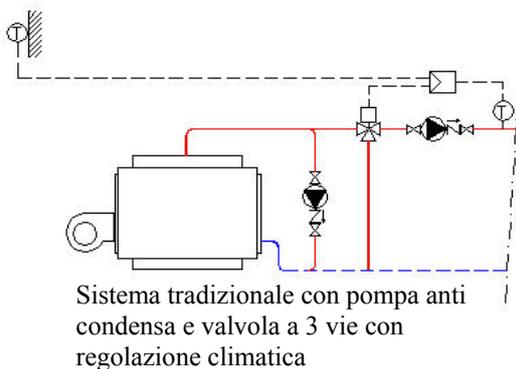
In base a tale scostamento il microprocessore regola la potenza da erogare variando la velocità di rotazione del ventilatore. In alcune caldaie ad esempio il mantenimento costante del rapporto aria-gas, al variare della potenza, è dato dall'effetto venturi creato vicino alla bocca di aspirazione del ventilatore che, generando una depressione, aziona e comanda la valvola per l'immissione del gas.

Le caldaie a condensazione sono da considerarsi dei generatori ad altissimo rendimento. Il loro rendimento migliora quando la temperatura di ritorno dell'acqua dell'impianto è inferiore a 45°C. Questo deve essere un obiettivo primario nel progetto dei circuiti idraulici.

Un aspetto fondamentale per le caldaie a condensazione è la necessità di essere inserite in circuiti a portata variabile in funzione del carico termico, proprio per poter minimizzare la temperatura di ritorno dall'impianto. E' allora molto utile pensare di inserire sempre tra le caldaie a condensazione ed il circuito idraulico un disgiuntore (cfr. figura 3). A questo importante componente dell'impianto è dedicato un articolo a parte, ma qui conviene sintetizzare le i suoi vantaggi

Le sue principali funzioni sono:

- Consentire la separazione tra circuiti primario e secondario: si evitano così interferenze di funzionamento tra le pompe, risolvendo anche i problemi legati ai limitati valori di prevalenza utile e portata che caratterizzano le pompe montate a bordo delle caldaie, rispetto a quelli richiesti dai circuiti delle utenze;
- miscelazione delle portate tra primario e secondario: se il punto di miscela viene correttamente valutato si riesce a favorire il ritorno in caldaia di portate d'acqua con temperature contenute innalzando il rendimento di caldaia;
- spurgo e disareazione: di fatto il disgiuntore è un punto neutro dell'impianto in termini di pressione è caratterizzato da basse velocità che favoriscono il deposito di sedimenti ed impurità così facilmente eliminabili.
- semplificazione impiantistica: in presenza di caldaie con pompa modulante in base al carico richiesto e dotate di sonda climatica lo si può considerare come una vera e propria valvola miscelatrice. Permette dunque di ottenere temperature nel circuito secondario in funzione della temperatura esterna, come una valvola a tre vie dotata di centralina climatica, ma con i vantaggi elencati nei precedenti punti. Se addirittura, come si vede nell'articolo dedicato, si considera la versione con il doppio attacco sul secondario è possibile realizzare circuiti di alta e bassa temperatura. (figura 3)



Calcolo del rendimento di combustione

Il calcolo del rendimento di combustione secondo la UNI 10389 viene calcolato con la semplice procedura di seguito riportata e si ricorda che attualmente esistono strumenti di analisi e misura che automaticamente e sul posto dove si trova il generatore dà tutti i parametri necessari per verificare l'efficienza del sistema.

Si vuole anche evidenziare che tale rendimento trova una sua giustificazione storica in quanto oltre a richiederlo i DPR 412 e 551, il rendimento dei generatori è sempre stato valutato per tradizione in tal modo. Vogliamo qui invece ricordare che la misura del rendimento di combustione è solo un parametro che da lo stato istantaneo (di quel preciso momento di misura) della caldaia, si usa anche dire che tale rendimento è la fotografia del sistema. Invece calcoli del rendimento globale medio stagionale offrono un parametro molto più preciso e significativo sul reale andamento del sistema.

Il rendimento di combustione viene così definito:

$$\text{Rendimento} = 100 - Q_s$$

Dove Q_s è la potenza persa al camino che si ricava con le seguenti formule convenzionali:

$$Q_s = (A_1 / (21 - O_2) + B) \cdot (T_f - T_a)$$

nel caso di misura della concentrazione dell'ossigeno nei prodotti della combustione. E con:

$$Q_s = (A_2 / CO_2 + B) \cdot (T_f - T_a)$$

nel caso di misura della concentrazione dell'anidride carbonica nei prodotti della combustione.

Dove: Q_s è il valore delle perdite per calore sensibile espresso in percentuale

T_f è la temperatura dei fumi, in gradi centigradi;

T_a è la temperatura dell'aria comburente, in gradi centigradi

O_2 è la concentrazione di ossigeno nei fumi secchi, in per cento in volume;

CO_2 è la concentrazione di anidride carbonica nei fumi secchi, in per cento in volume;

A_1 , A_2 , B sono i coefficienti, dati dal prospetto 1, per i diversi combustibili.

A1	A2	B	Combustibile
0,66	0,38	0,010	gas naturale (metano)
0,63	0,42	0,008	GPL
0,68	0,50	0,007	gasolio
0,68	0,52	0,007	oli combustibili

Prospetto 1 - Coefficienti per il calcolo del rendimento di combustione

Esempio di calcolo del rendimento di combustione:

Combustibile : gas naturale

CO₂:9,8

T_f: 190 °C

T_a: 18 °C

$$Q_s = (A_2/CO_2+B) \cdot (T_f - T_a)$$

$$Q_s = (0,38/9,8+0,010) \times (190-18) = 8,3893$$

Il valore di Q_s ottenuto deve essere arrotondato alla prima cifra decimale.

$$Q_s = 8,4$$

Il rendimento di combustione del generatore riferito alla potenza termica del focolare alla quale è stata effettuata la misurazione, è dato da:

$$\eta = 100 - Q_s$$

$$\eta = 100 - 8,4 = 91,6 \%$$

Considerata l'incertezza di misura, legata alle incertezze relative agli strumenti di misura e alla lettura dei parametri misurati (vedere UNI 4546), il risultato deve essere indicato con un'incertezza di ± 2 , pertanto nei libretti di centrale o di impianto si dovrà indicare:

$$\eta = 91,6 \% \pm 2$$

La Norma UNI 10389 stabilisce inoltre i valori massimi consentiti di CO e l'indice di fumosità (la prova di Bacharach cioè La prova si ritiene superata se almeno due delle tre misurazioni forniscono risultati non superiori a quello limite, inoltre se al termine di una di esse il campione di carta risultasse anche parzialmente bruciato (temperatura fumi eccessiva) o umido per effetto della condensa, la misurazione deve essere ripetuta. La prova di Bacharach si ritiene superata se almeno due delle tre misurazioni forniscono risultati non superiori a quello limite, inoltre se al termine di una di esse il campione di carta risultasse anche parzialmente bruciato (temperatura fumi eccessiva) o umido per effetto della condensa, la misurazione deve essere ripetuta.).

Il valore rilevato di CO deve essere riportato alla condizione di prodotti della combustione secchi e senz'aria moltiplicando il valore misurato per:

$21 / (21 - O_2)$ se è stata rilevata la concentrazione di ossigeno nei prodotti della combustione;

CO_{2t} / CO_2 se è stata rilevata la concentrazione di anidride carbonica nei prodotti della combustione.

I valori convenzionali di CO_{2t} da inserire nella formula, a seconda dei diversi combustibili, sono riportati nella seguente tabella:

Combustibile	CO _{2t}
--------------	------------------

gas naturale	11,7
GPL	13,9
gasolio	15,1
olio combustibile	15,7

Se la concentrazione di CO riportata alla condizione di prodotti della combustione secchi e senz'aria risulta maggiore di 0,1% (1000 ppm), e non è possibile ricondurlo al di sotto di questo valore mediante l'intervento del conduttore o del manutentore, l'esito del controllo della combustione è da considerarsi negativo, a prescindere dal valore misurato del rendimento di combustione.

Lo stesso dicasi, nel caso di generatori di calore alimentati con combustibile liquido, se l'indice di fumosità riferito alla scala di Bacharach, risulta maggiore di 2 per il gasolio e maggiore di 6 per l'olio combustibile.

Esempio di calcolo del CO (per trovare il dato da riportare nel libretto di centrale):

Tipo gas: gas naturale

CO_{2t} teorico: 11,7 %

CO_{2m} misurato: 9,8 %

CO_m misurato: 80 ppm

CO nei fumi secchi e senz'aria = $80 \times 11,7 / 9,8 = 95,51$ ppm / pari a 0,0095%

Produzione di acqua calda sanitaria

Mi piace ricordare l'ing. Gallizio quando nella prefazione del suo testo sugli impianti sanitari (unico testo veramente di riferimento nel nostro paese assieme alle Norme UNI) ricordava l'imbarazzo che provò appena laureato al politecnico in uno studio di progettazione si trovò ad affrontare il dimensionamento di un grosso impianto di produzione di acqua calda sanitaria.

In effetti, dopo ripensamenti, ho deciso di inserire nel contesto della Legge 10 un piccolo cenno al dimensionamento degli impianti di produzione di acqua calda, in quanto ritengo che la figura di un energy manager deve saper controllare e capire che in complessi molto grossi la produzione di acqua calda sanitaria (acs) riveste un ruolo importante nel risparmio energetico. Tra l'altro già in precedenza abbiamo accennato che pure il DPR 412 dedica un suo paragrafo alla necessità di dimensionare sistemi di produzione di acs.

Si ricorda infatti che per farsi una doccia a casa nostra usiamo l'acqua calda prodotta dalla caldaia, che a sua volta è alimentata a gas metano. Ora un semplice calcolo rende subito l'idea, in quanto un erogatore per doccia ha una portata di circa 11 lt/min, che vogliamo produrre acqua a 48°C e che in genere l'acqua di acquedotto si trova ad una temperatura media di 15°C la potenza che serve per farsi una doccia è di:

$$P_1 = 11 \times 60 \times (48 - 15) = 21780 \text{ kcal/h}$$

che è proprio in genere la potenza della caldaia che troviamo nei nostri appartamenti (25kW), quindi i generatori che abbiamo a casa hanno la potenzialità per farci fare una doccia in santa pace, mentre per il solo riscaldamento in genere servono circa 8000-10000 kcal/h.

Un calcolo molto semplicistico ci dice anche, che se la doccia la voglio fare per 10' , devo riscaldare $11 \times 10 = 110$ lt di acqua, cioè $110 \times (45 - 25) = 3300$ kcal assunto un rendimento ipotetico unitario e ricordando che il potere calorifico inferiore del gas è di 8500 si ottiene $3300 / 8500 = 0,38$ cioè circa 0,4 m³ di gas che ad un costo di 0,6 euro/m³ implica un costo per farsi la doccia di $0,4 \times 0,6 = 0,24$ euro (poco più di 450 £) , se la doccia diventano per trenta persone si ottiene $0,24 \times 30 = 7,2$ euro e via di questo passo.

Per fortuna le cose non stanno proprio in questo modo, perchè per le grosse produzioni si utilizzano sistemi di produzione di acqua calda sanitaria con accumuli (quindi riserve) in grado di sopperire ai picchi di utilizzo, in certo qual senso il dimensionamento di tali impianti è di tipo probabilistico.

L'acqua calda sanitaria può essere prodotta con sistemi (1) ad accumulo, (2) istantanei e (3) misti (cioè in parte ad accumulo e in parte istantanei).

1. Produzione con accumulo

L'acqua calda è prodotta e accumulata in appositi serbatoi ad una temperatura di circa 15-20°C più elevata rispetto a quella di utilizzo ($45 + 15 = 60^\circ\text{C}$). L'accumulo serve per poter far fronte al fabbisogno dei periodi di massima richiesta senza dover impegnare potenze termiche troppo elevate e quindi contenere i consumi di combustibile.

Questo tipo di produzione di acqua calda, rispetto a quello istantaneo, presenta i seguenti vantaggi e svantaggi: possibilità di utilizzare generatori di calore con potenza termica ridotta; funzionamento dell'impianto più regolare e continuo: quindi migliore resa termica e temperatura di utilizzo meno soggetta a sbalzi.

Gli svantaggi possono essere: maggior costo dell'impianto; maggior ingombro; più elevate dispersioni termiche passive .

2. Produzione istantanea

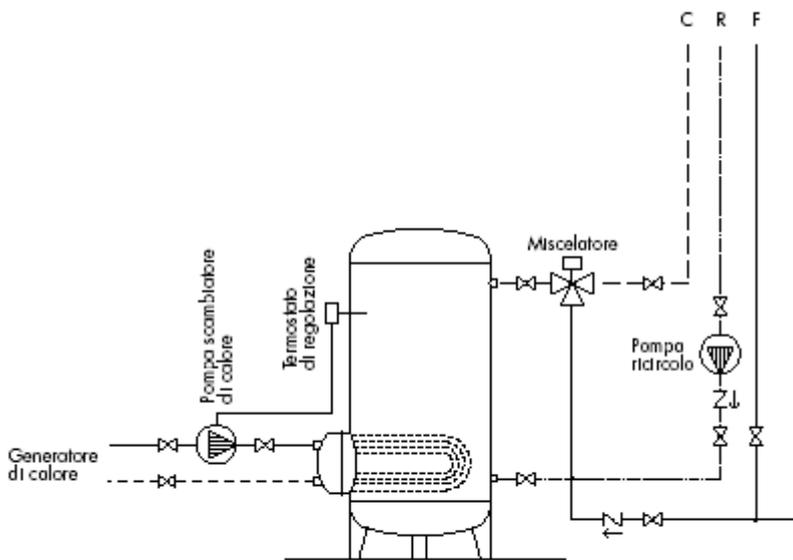
L'acqua calda è prodotta "istantaneamente" secondo le effettive esigenze dell'impianto.

3. Produzione mista

L'acqua calda è prodotta con un sistema in parte ad accumulo e in parte istantaneo. È una soluzione che, in alcuni casi, può consentire un buon compromesso fra i vantaggi e gli svantaggi dei due metodi sopra richiamati. Tale soluzione attualmente è quella da noi più usata.

PRODUZIONE DI ACQUA CALDA CON ACCUMULO

Lo schema funzionale di un impianto per produrre acqua calda con accumulo può essere così rappresentato:

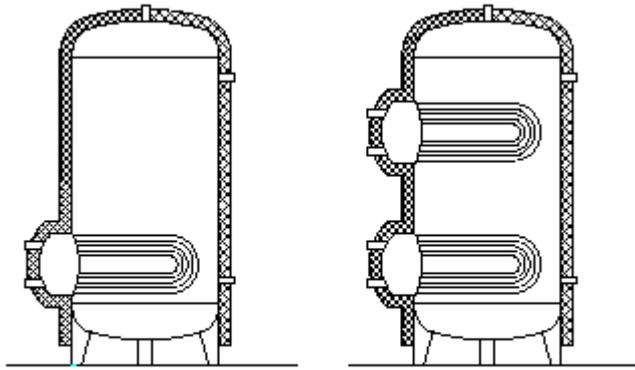


Schema per la produzione di acqua calda con accumulo

Il termostato di regolazione attiva o disattiva la pompa dello scambiatore di calore in relazione prefissata sul termostato stesso. Il miscelatore provvede d'invio dell'acqua calda agli apparecchi utilizzatori.

Bollitori tradizionali

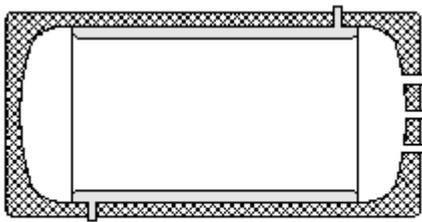
Producono acqua calda con scambiatori di calore a serpentino o a fascio tubiero e possono essere del tipo con scambiatore semplice, doppio o triplo.



Bollitori a serpentino semplice e doppio

Bollitori ad intercapedine

Producono acqua calda con camere ad intercapedine ricavate sfruttando la superficie esterna dei bollitori stessi. Possono essere installati sia in posizione verticale che orizzontale



Bollitore ad intercapedine

DIMENSIONAMENTO DEI BOLLITORI

Per poter determinare il volume dei bollitori e la superficie dei loro scambiatori vanno considerate le seguenti grandezze:

Periodo di punta: È il periodo in cui risulta più elevato il consumo d'acqua calda. Per utenze normali, il suo valore può essere ricavato da apposite tabelle di tipo sperimentale. Per utenze atipiche, invece, il suo valore deve essere valutato in base alle modalità con cui si presume l'impianto sia utilizzato.

Consumo d'acqua calda nel periodo di punta: È il consumo globale d'acqua calda nel periodo di punta. Come nel caso precedente, per utenze normali, il suo valore può essere ricavato da apposite tabelle di tipo sperimentale. Per utenze atipiche, invece, il suo valore deve essere valutato in base agli apparecchi installati e alla frequenze d'uso ipotizzate.

TAB. 1
CONSUMI MEDI DI ACQUA CALDA PER OGNI UTILIZZO

Apparecchio	Consumo
Vasca da bagno grande (170 x 70)	160 ÷ 200 l
Vasca da bagno piccola (105 x 70)	100 ÷ 120 l
Doccia	50 ÷ 60 l
Lavabo	10 ÷ 12 l
Bidet	8 ÷ 10 l
Lavello da cucina	15 ÷ 20 l

Periodo di preriscaldamento: È il tempo che può essere impiegato per portare l'acqua (fredda) immessa nel bollitore fino alla temperatura di accumulo richiesta.

Temperatura dell'acqua fredda: Il suo valore dipende da molti fattori, quali ad esempio: la temperatura del terreno, la temperatura esterna, la zona di provenienza dell'acqua. In pratica, tuttavia, si può assumere:

10 ÷ 12°C nell'Italia settentrionale,

12 ÷ 15°C nell'Italia centrale,

15 ÷ 18°C nell'Italia meridionale.

Temperatura di utilizzo dell'acqua calda: Per le utenze più comuni, il suo valore può essere ricavato da tabelle. Per altri tipi di utenza, deve essere invece stabilito in relazione alle specifiche condizioni con cui l'acqua è utilizzata. Temperatura comune è di 45-55°C.

Temperatura di accumulo dell'acqua calda: Il suo valore deve essere stabilito in relazione a diverse esigenze fra loro contrastanti ed in particolare deve essere scelto in modo da evitare (o almeno limitare) fenomeni di corrosione e deposito del calcare; fenomeni che possono crescere notevolmente quando l'acqua supera i 60÷65°C; limitare le dimensioni dei bollitori, considerando che basse temperature di accumulo fanno aumentare notevolmente tali dimensioni; impedire lo sviluppo dei batteri, che in genere possono sopportare a lungo temperature fino a 50°C, mentre invece muoiono in tempi rapidi oltre i 55°C.

In considerazione di questi aspetti, per le normali utenze è in genere un buon compromesso accumulare acqua a 60°C.

Temperatura del fluido scaldante: Il suo valore deve essere scelto essenzialmente in relazione a due esigenze fra loro contrastanti: evitare (o almeno limitare) il deposito del calcare sul serpentino; limitare la superficie dello scambiatore di calore.

È bene quindi non utilizzare temperature del fluido scaldante troppo elevate e tenere basso il salto termico di progetto, cioè il salto termico previsto tra l'andata e il ritorno. Per le normali utenze si può ad esempio prevedere una temperatura di mandata del fluido scaldante pari a 75°C e un salto termico di progetto pari a 5°C.

VOLUME DEI BOLLITORI

Per determinare il volume dei bollitori (quello teorico, dato che quello pratico dipende dai modelli disponibili in commercio) si può procedere nel seguente modo:

1. si calcola il calore totale necessario per riscaldare l'acqua da erogarsi nel periodo di punta, moltiplicando tale quantità per il salto termico che sussiste tra la temperatura dell'acqua di utilizzo e la temperatura dell'acqua fredda;

$$Q_t = C \cdot (t_u - t_f) \text{ kcal}$$

2. si calcola il calore orario che deve essere ceduto all'acqua, dividendo il calore totale (sopra determinato) per il tempo in cui quest'ultimo deve essere ceduto: cioè per il tempo dato dalla somma fra il periodo di preriscaldamento e quello di punta;

$$Q_h = Q_t / (t_{pr} + t_{pu}) \text{ kcal/h}$$

3. si determina il calore da accumulare nella fase di preriscaldamento, moltiplicando il calore orario per il periodo di preriscaldamento;

$$Q_a = Q_h \cdot t_{pr} \text{ kcal}$$

4. si calcola infine il volume del bollitore dividendo il calore da accumulare per la differenza fra la temperatura di accumulo e quella dell'acqua fredda.

$$V = Q_a / (T_a - T_f) \text{ litri}$$

SUPERFICI DI SCAMBIO TERMICO DEI BOLLITORI

Per i bollitori ad intercapedine, le superfici di scambio termico sono in genere determinate con l'aiuto delle tabelle sperimentali dei Costruttori. Dato l'elevato numero di variabili in gioco e la loro complessità, è infatti praticamente impossibile stabilire formule di calcolo sufficientemente precise e aventi validità generale. Per i bollitori a serpentino e a fascio tubiero, le superfici di scambio termico si possono invece calcolare con la formula:

$$S = Q_h / k \cdot (T_{m1} - T_{m2})$$

dove:

S = Superficie di scambio termico del serpentino o del fascio tubiero, m²

Q_h = Calore orario che deve essere ceduto all'acqua, kcal/h

k = Coefficiente di scambio termico, kcal/h/m²/°C

normalmente si può considerare: k = 500 per tubi in acciaio,

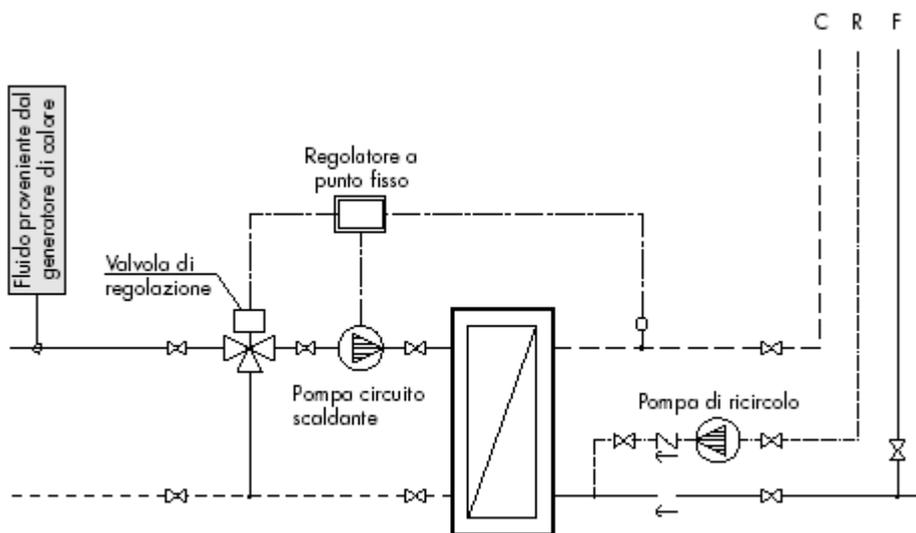
$k = 520$ per tubi in rame.

T_{m1} = Temperatura media del fluido scaldante, °C è la media fra le temperature di mandata e di ritorno del fluido scaldante.

T_{m2} = Temperatura media del fluido riscaldato, °C è la media fra le temperature dell'acqua fredda e quella di accumulo.

PRODUZIONE ISTANTANEA DI ACQUA CALDA

Per la produzione istantanea di acqua calda si possono utilizzare sistemi che derivano energia termica: direttamente dalla fiamma dei bruciatori (è in genere il caso delle "caldaiette"), dai generatori di calore, dal teleriscaldamento.



Schema per la produzione istantanea di acqua calda con generatore di calore

Nei sistemi con generatori di calore, l'acqua è prodotta alla temperatura voluta mediante una valvola di regolazione a tre vie che fa variare la temperatura con cui il scaldante alimenta lo scambiatore.

DIMENSIONAMENTO DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE

Per poter dimensionare correttamente gli scambiatori di calore è necessario conoscere le seguenti grandezze:

Calore da scambiare che si può calcolare (espresso col simbolo Q e in kcal/h) mediante la seguente formula, dove i relativi simboli hanno il significato e le dimensioni fisiche sotto specificate:

$$Q = G_{pr} \cdot 3.600 \cdot (T_u - T_f)$$

Caratteristiche del circuito sanitario

T_u = Temperatura di utilizzo dell'acqua calda, °C

T_f = Temperatura dell'acqua fredda, °C

H_{pr} = Valore ammissibile per le perdite di carico del circuito sanitario, mm c.a. In genere risulta conveniente adottare valori variabili da 2.000 a 4.000 mm c.a.

G_{pr} = Portata di progetto, l/s

Caratteristiche del circuito scaldante

T_a = Temperatura di andata del circuito scaldante, °C

t_r = Temperatura di ritorno del circuito scaldante, °C

H_{sc} = Valore ammissibile per le perdite di carico del circuito scaldante, mm c.a. In genere risulta conveniente adottare valori variabili da 1.500 a 3.000 mm c.a.

G_{sc} = Portata del circuito scaldante, l/s. Può essere determinata con la formula:

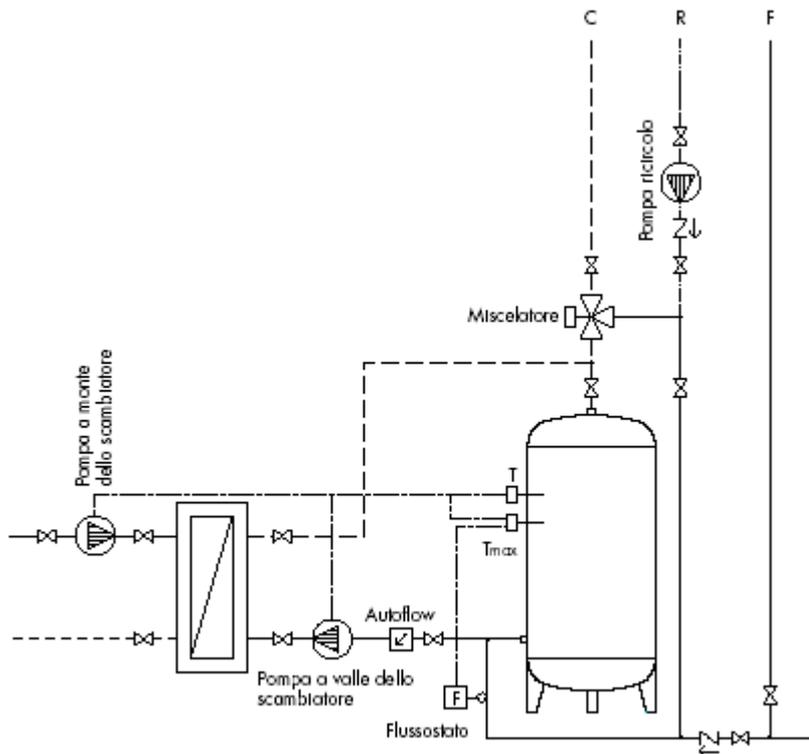
$$G_{sc} = Q / 3.600 \cdot (t_a - t_r)$$

Il dimensionamento degli scambiatori si deve poi effettuare con le formule o le tabelle dei Produttori.

Non è possibile utilizzare formule di validità generale in quanto il calore scambiato dipende da molti fattori (ad esempio: la rugosità delle superfici di scambio, la configurazione dei condotti, il materiale utilizzato) correlati alle specifiche caratteristiche costruttive degli scambiatori.

PRODUZIONE MISTA DI ACQUA CALDA

Per la produzione mista di acqua calda si può utilizzare il tipo di impianto sotto schematizzato.



Schema per la produzione mista di acqua calda

Le pompe devono risultare: attivate quando il flussostato (F) segnala il passaggio di acqua, oppure quando il termostato (T) registra una temperatura più bassa di quella d'accumulo prefissata sul termostato stesso; disattivate quando non sussiste almeno una delle cause di attivazione sopra specificate, oppure quando la temperatura di accumulo supera quella prefissata sul termostato di sicurezza (Tmax).

CRITERI DI DIMENSIONAMENTO

Per dimensionare questi impianti di norma si procede in base alla potenza termica disponibile .

Dimensionamento in base alla potenza termica disponibile:

si calcola dapprima la quantità d'acqua calda istantanea che si può produrre con la potenza termica disponibile dalla caldaia P_{tc} (potenza termica caldaia);

si determina poi (in relazione alla quantità d'acqua calda mancante) il volume dell'accumulo necessario.

Se il fabbisogno termico di acqua calda sanitaria massimo $FT_{max} > P_{tc}$ allora il volume dell'accumulo:

$$V = (FT - P_{tc}) / (\Delta T \times n_h) \text{ litri}$$

Una volta scelto il Volume di accumulo si calcola il tempo di reintegro con la potenza del generatore a disposizione

$$\text{Tempo} = V \times (70-10) / \text{Potenza caldaia} \quad \text{in ore.}$$

Il Fenomeno della Legionella

Il fenomeno della legionellosi o malattia del legionario si sta verificando in un numero sempre maggiori di casi essendo strettamente correlato con la diffusione e l'impiego di apparati tecnologici per la climatizzazione e la produzione di acqua calda sanitaria.

Il nome di questa forma patologica e lo studio approfondito del fenomeno, che può avere anche complicazioni letali, risale ad uno sfortunato convegno tenutosi nel 1976 a Philadelphia dai delegati dell'American Legion al termine del quale decine di essi manifestarono delle infiammazioni polmonariche; in seguito a complicazioni 29 di esse morirono. La causa, venne individuata in un batterio, isolato per la prima volta, presente nell'impianto di climatizzazione del centro congressi. Da allora si sono moltiplicati gli studi clinici e parallelamente le conoscenze, con conseguenze sia sulle metodologie progettuali degli impianti tecnologici che sul loro monitoraggio e manutenzione. Sono stati compiuti numerosi passi in avanti, ciò nonostante, il pericolo è sempre presente e deve essere di stimolo per i progettisti di impianti ad una maggiore attenzione alle implicazioni meno evidenti e più insidiose delle loro scelte, come quelle legate alla salute, e non soltanto a preoccuparsi dei consumi energetici, piuttosto che delle corrette condizioni termoigrometriche raggiunte.

Ciò che viene comunemente chiamato legionella è una famiglia di batteri di cui sono state individuate circa 40 specie; quella più nota e maggiormente riscontrata nelle patologie (responsabile dell'85% dei casi) è la Legionella Pneumophila.

Le patologie che può provocare sono essenzialmente due:

- Febbre di Pontiac che si manifesta come una forma influenzale;
- Malattia del Legionario che si esplica, dopo un'incubazione di 2-10 giorni, con polmonite di intensità medio-elevata difficilmente distinguibile da altre forme analoghe.

Questi batteri si trovano normalmente nell'ambiente soprattutto nei bacini idrici, quali laghi, fiumi e pozzi etc. e nel loro stato naturale non destano alcuna preoccupazione. Essi giungono a contatto con l'uomo prevalentemente attraverso le condutture degli acquedotti cittadini nonostante la clorazione verso cui, almeno nelle concentrazioni di cloro compatibili con la potabilità (0.2 mg/lit), sono relativamente refrattari.

A temperature ordinarie al di sotto dei 25°C tali batteri sono comunque inibiti nella loro proliferazione e solo in presenza di moderate temperature tipicamente nell'intervallo tra i 25°-55°C

inizia la loro moltiplicazione ed il raggiungimento di concentrazioni che possono destare qualche preoccupazione.

Si ritiene infatti che concentrazioni superiori a 102 UFC/lit siano rischiose. Ma oltre alla temperatura concorrono altri fattori, quali la presenza di depositi, sedimenti, incrostazioni, alghe, biofilms in cui si sviluppano amebe e protozoi; essi rappresentano un idoneo habitat per la proliferazione in relazione anche alla loro struttura porosa. Nell'uomo invece tali batteri si sviluppano nelle cellule macrofaghe che ci sono nei polmoni. Per raggiungere l'apparato respiratorio è necessario dunque che l'acqua venga dispersa in microgoccioline dell'ordine inferiore ai 5µm, fenomeno che si può manifestare nei diffusori delle docce, nei pacchi alettati di torri evaporative, nelle fontane decorative o in apparecchiature biomedicali, per effetto di ugelli o per l'impatto dell'acqua con superfici solide. Ciò non è sufficiente per poter sviluppare patologie pericolose in quanto un'altra condizione necessaria è che l'individuo colpito abbia delle carenze immunitarie, per trattamenti farmacologici, per l'età o perché fumatore.

Riepilogando, le concause che possono sfociare in un una patologia seria sono:

- concentrazione in colonie batteriche superiori a 102 UFC/lit;
- dispersione in microgoccioline con diametro inferiore a 5µm;
- immunodepressione delle difese dell'individuo.

Da quanto illustrato si evince che il fenomeno può trovare diffusione laddove ci sono impianti tecnologici di una certa complessità che trattano acque, e presenza di grandi comunità. Infatti i casi denunciati hanno permesso di delineare che le strutture più colpite sono quelle alberghiere e quelle ospedaliere.

La statistica ci aiuta a fare un quadro della diffusione del fenomeno in Italia. Ogni anno vengono denunciati circa 100-150 casi all'anno, ma tali valori sono quasi sicuramente inferiori alla reale incidenza, data la difficoltà di diagnosi. In Italia dunque si manifesterebbero circa un caso ogni 1,8 milione di abitanti contro una media europea di circa 4,3 e statunitense di circa il 30. La letalità è di circa il 5-15% dei casi, con punte tra il 30% e 50% nei nosocomi in cui costituiscono il 20-30% del totale.

COME CI SI DIFENDE DALLA LEGIONELLA.

Indicazioni esaurienti sul fenomeno della legionella si possono trovare su due pubblicazioni quali le "Linee guida per la prevenzione ed il controllo della legionellosi", del Ministero della Sanità" e sulle "Linee Guida ASHRAE 12-2000". In relazione ai circuiti idrici, oggetto dello studio, verranno illustrati i principali e più realistici metodi che si possono impiegare per bonificare un impianto colonizzato da tale batterio. Innanzitutto si definisce colonizzazione, secondo il Ministero della

Sanità, la presenza di concentrazioni superiori a 102 colonie per litro, e come impianto s'intende l'insieme di: serbatoio di prima raccolta, bollitore, sistema di distribuzione ossia tubazioni dell'acqua calda, ricircolo, diffusori di docce e rubinetti nebulizzatori, nonché tutte le altre apparecchiature che sono interessate dal flusso di acqua ad uso sanitario.

1. Shock Termico.

Come si è detto, se da un lato la temperatura è una delle concause fondamentali per la moltiplicazione batterica dall'altro presenta un effetto sterilizzante. Infatti come si evince dal grafico 1 se l'intervallo compreso tra i 25 e 55°C rappresenta la condizione ideale per la proliferazione, al di sopra di tali limiti l'habitat tende ad essere sempre più ostile e si riduce il tempo di resistenza del batterio.

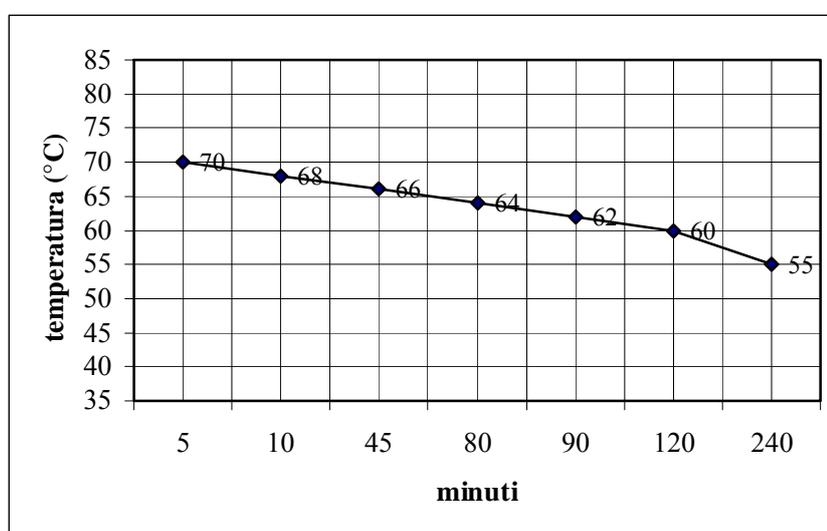


Grafico1. Tempo di sopravvivenza della legionella in funzione della temperatura

L'innalzamento della temperatura in tutto il circuito tra i 70-80°C in maniera continua per tre giorni, facendo scorrere l'acqua attraverso tutti i rubinetti per almeno trenta minuti al giorno ha un efficace effetto sterilizzante. Di fondamentale importanza è che anche nei punti estremi della rete non si scenda al di sotto dei 60°C.

I vantaggi sono l'apparente semplicità del metodo, non necessitando infatti di alcun additivo esterno, essendo sufficiente l'impiego dei dispositivi già presenti nella rete per la produzione dell'acqua calda (caldaie, pompe ecc). Le difficoltà possono invece sorgere, a parte l'impiego di manodopera per le misure dei campioni, allorquando si è di fronte ad impianti datati con scambiatori di non elevata efficienza, reti di distribuzione complesse con eventuali tronchi di tubazione morti, o con non adeguati isolamenti, o reti di ricircolo non correttamente dimensionate sia nello sviluppo che nei gruppi di pompaggio.

In ogni caso dopo il trattamento è necessario mantenere il livello termico di tutto il circuito ad una temperatura superiore ai 50°C per avere la certezza del trattamento.

2. Clorazione

E' nota l'azione disinfettante del cloro, utilizzato nelle reti dell'acquedotto o nelle piscine in concentrazioni tuttavia modeste. Aumentando la concentrazione fino a valori compresi tra i 20 e i 50 mg/lit lasciando che effettui la sua azione ossidante per un tempo compreso tra i 60 e i 120 minuti, si ottiene la bonifica dei circuiti che poi debbono essere risciacquati per consentire la potabilità.

Il vantaggio è l'indubbio potere sterilizzante del cloro e quindi la probabile buona riuscita dell'intervento, ma di contro è necessario ricorrere a manodopera specializzata, data anche la tossicità del composto, e soprattutto bisogna confrontarsi con la sua azione corrosiva che può avere effetti indesiderati sulle tubazioni (accelerazione del processo di corrosione con possibili rotture), soprattutto se queste sono datate.

3. Perossido d'idrogeno e sali d'argento.

E' una tecnica che nelle Linee guida del Ministero della Sanità è indicato come non del tutto testata sperimentalmente. L'efficacia consiste nell'azione battericida del perossido d'idrogeno (volgarmente chiamato acqua ossigenata il cui potere disinfettante è noto a tutti) combinata con gli ioni argento. I vantaggi sono quelli di utilizzare un composto non particolarmente aggressivo e dunque facile da trattare e non problematico per le tubazioni.

Le metodologie descritte e anche altre che possono essere impiegate, non sono completamente risolutive se parallelamente non si procede ad un'accurata pulizia e disinfezione dei serbatoi e dei bollitori con l'eliminazione dei sedimenti e della fanghiglia, e se non si continua a mantenere delle condizioni ostili per il batterio.

Il mantenimento delle condizioni ostili per il batterio è di fondamentale importanza dopo l'avvenuta bonifica, ma anche per prevenire la formazione di colonie in tutti quegli impianti che sono "sani".

I metodi che possono essere impiegati saranno descritti brevemente, è necessario però aprire una parentesi sull'altra concausa segnalata inizialmente ossia la presenza di sedimenti, depositi ed alghe nelle varie parti dell'impianto, soprattutto nei serbatoio e accumulatori, e che costituiscono l'adatto terreno di proliferazione della Legionella.

Un idoneo trattamento dell'acqua a monte della rete di distribuzione è di importanza fondamentale nonché in molti casi (come durezza particolarmente elevate) obbligatorio (cfr UNI 8065 "Trattamento di acque in Impianti Termici"). Lo schema a cui ci riferiamo è il classico previsto nella maggior parte dei manuali di trattamento dell'acqua che però viene molto spesso disatteso per questioni economiche, di spazio e talvolta di incomprensione. E' dunque sempre opportuno introdurre dispositivi di filtrazione, il cui potere selettivo sarà in relazione alle caratteristiche dell'acqua erogata in zona, che costituiscono una barriera a sostanze organiche ed inorganiche insolubili e che partecipano alla formazione dei depositi. In aggiunta è necessario l'introduzione di sistemi di addolcimento (con resine scambiatrici) che riducendo la concentrazione di ioni Ca^{++} e Mg^{+} impediscono la formazione di calcare (con effetto benefico sulla resa termica degli scambiatori e sul rallentamento dei fenomeni corrosivi). Il terzo dispositivo che completa la serie è il condizionamento chimico dell'acqua ad opera di polifosfati che stabilizzando la durezza impediscono la precipitazione di sali insolubili.

E' stato dimostrato inoltre che l'introduzione successiva alla realizzazione del circuito di tali dispositivi può avere degli effetti benefici per il risanamento di impianti già soggetti a fenomeni di incrostazione.

Il mantenimento della temperatura al di sopra dei 55-60°C in tutta la rete è sufficiente per scongiurare proliferazioni, ma si scontra con la prescrizione contenuta nel DPR 412/93 per cui il limite massimo per l'acqua calda erogabile in impianti centralizzati è fissata a 48 °C.

La soluzione comune è quella di, mantenere il bollitore o accumulo termico a circa 60°C inserendo a valle un miscelatore termostatico dotato di elettrovalvola di bypass collegata ad un timer, che consenta l'immissione diretta in tutto il circuito di acqua ad elevata temperatura per almeno 30 minuti, preferibilmente verso le prime ore del giorno.

Altro metodo è l'iperclorazione continua dell'impianto che ha come vincolo la concentrazione di cloro nella rete compatibile con la potabilità dell'acqua.

Ancora si può ricordare l'impiego di raggi ultravioletti per la disinfezione, che ha il vantaggio di non intaccare le tubazioni e alterare la qualità dell'acqua, il cui limite è forse lo spessore massimo di azione di questi raggi fortemente energetici e la necessità di mantenere la limpidezza dell'acqua, risolvibile con l'impiego di idonei filtri.

Considerazioni generali sul benessere e Normative sui ricambi d'aria

Le condizioni di benessere rappresentano il punto di partenza per un progettista che si appresta ad iniziare uno studio di fattibilità di un impianto, nonché l'obiettivo finale cui il sistema deve tendere. La loro corretta individuazione è pertanto di primaria importanza in quanto andrà ad influenzare la

tipologia impiantistica e la spesa energetica. Vale la pena di effettuare ulteriori considerazioni, tra il serio ed il faceto, che aiutino la scelta.

Il benessere è un'opinione: questo hanno evidenziato tutti gli studi, non solo quelli di Fangher, proprio per il modo come sono stati condotti. Anche se si ragiona in termini medi, due persone avranno comunque due percezioni diverse dello stesso microclima ambientale

Proprio perchè il benessere è un'opinione, è impossibile pensare di soddisfare tutti gli occupanti. Fangher lo dimostra: comunque vi è sempre uno "zoccolo duro" di irriducibili, un 5% che, qualunque siano le prestazioni dell'impianto, diranno di provare freddo o caldo o chissà quale altra sensazione strana.

Il benessere, in quanto opinione, è influenzato anche dalle condizioni psichiche dell'individuo. Non c'è scritto in nessun testo sacro, ma è la verità che chiunque opera nel settore può tranquillamente toccare con mano. In un ufficio le lamentele sono sempre maggiori che altrove, perché è facile scaricare sul clima gli eventuali stress dovuti al lavoro, dovuti alla convivenza coatta. Lo stesso processo mentale ha sentenziato il successo degli impianti autonomi: la gente si convince di stare al caldo anche a 19 °C perchè così risparmia denaro, mentre, quando la spesa è divisa per millesimi, magari sente freddo a 22 °C.

La sensazione di benessere non dipende solo dalle percezione fisica di caldo o di freddo, ma può anche derivare dall'interpretazione psichica di percezioni visive. Tipico è il caso del termostato ambiente graduato o peggio del termometro: la persona legge 19 °C e, prima ancora di analizzare davvero le proprie sensazioni, "sente" una condizione di freddo, dettata solo dalla propria psiche. Si deve evitare, per quanto possibile, di dare un riscontro visivo della temperatura ambiente. Questo vale soprattutto negli ambienti comuni come gli uffici o nei luoghi di residenza di passaggio come le stanza d'albergo.

A parità di ogni altra condizione, quando l'utente non ha la possibilità di variare la regolazione dell'impianto, la sua insoddisfazione può crescere. L'impiegato in ufficio, se non può toccare il termostato, proverà sempre insoddisfazione; basta invece che possa toccare un qualunque comando, anche senza modificare sostanzialmente il parametri, per convincersi di poter decidere sul clima ideale. Al di là dello scherzo, va detto comunque che un buon clima negli uffici migliora notevolmente l'efficienza sul lavoro: nei paesi nordici vi sono impianti dove in ogni singolo posto di lavoro è possibile cambiare le condizioni climatiche agendo su un piccolo pannello raidante posto in prossimità dell'occupante.

La distribuzione dell'aria occupa un aspetto determinante per il benessere. La velocità dell'aria influisce in modo sostanziale sulle sensazioni degli occupanti e, in modo se possibile maggiore,

influisce una corretta distribuzione, priva di turbolenze o correnti d'aria. Allora, meglio investire nei diffusori, piuttosto che in complicati sistemi di controllo, perché, nei casi comuni, se la temperatura scappa di 1 °C nessuno se ne accorge, ma una corrente d'aria è fastidiosa sempre.

L'umidità relativa è praticamente irrilevante per il benessere, ma molto influente in termini energetici. Mantenere il 50% di umidità relativa in ambiente non comporta certo un miglioramento delle condizioni di benessere, mentre richiede una elevata spesa energetica, soprattutto se il controllo richiede un post-riscaldamento.

Il benessere è fortemente influenzato dalla temperatura media radiante. Purtroppo un progettista non può generalmente nulla contro l'indiscriminato utilizzo di superfici vetrate, ma può invece intervenire in qualche modo per diminuire il disagio prodotto. In casi analoghi bisogna aumentare il più possibile la velocità dell'aria, cosa che fa diminuire l'influenza della temperatura media radiante, cercare di raffreddare le superfici vetrate con veli d'aria, oppure diminuire la temperatura media radiante creando delle superfici fredde che contrastino le superfici calde.

Si vuole in questo contesto dare un cenno alla Normativa vigente in materia, rimandando specificatamente ai regolamenti di igiene comunali, i quali regolamentano per ogni caso i termini da seguire. Ad esempio la circolare 13 del regolamento di igiene del Veneto rimanda sostanzialmente alle Norme UNI del settore. Si ricorda altresì che la stessa circolare tratta non solo il caso del benessere e quindi la ventilazione ma varia su più campi.

Per ritornare al discorso della ventilazione la norma UNI di riferimento è la 10339 - Impianti aeraulici al fini di benessere. Generalità, classificazione e requisiti. Regole per la richiesta d'offerta, l'offerta, l'ordine e la fornitura. – che Fornisce una classificazione degli impianti, la definizione dei requisiti minimi e i valori delle grandezze di riferimento durante il funzionamento. Si applica agli impianti aeraulici destinati al benessere delle persone, comunque installati in edifici chiusi, con esclusione: -degli impianti per la climatizzazione invernale degli edifici adibiti ad attività industriale o artigianale (per i quali si applica la UNI 8852); - degli impianti destinati a scopi diversi, per esempio quelli per la conservazione di prodotti deteriorabili e/o per la realizzazione di condizioni adatte a particolari lavorazioni industriali (impianti di processo); -degli impianti di solo riscaldamento invernale e raffrescamento estivo senza immissione di meccanica di aria esterna.

Asolo titolo indicativo segnaliamo alcuni dati di aria esterna di rinnovo da dare negli ambienti per mezzo degli impianti meccanici che funzionano a regime:

Prospetto III - Portate di aria esterna in edifici adibiti ad uso civile

Categorie di edifici	Portata di aria esterna o di estrazione		Note
	Q_{op} (10^{-3} m ³ /s per persona)	Q_{os} (10^{-3} m ³ /s m ²)	
EDIFICI ADIBITI A RESIDENZA E ASSIMILABILI			
RESIDENZE A CARATTERE CONTINUATIVO			
- Abitazioni civili:			
• soggiorni, camere da letto	11	-	
• cucina, bagni, servizi		estrazioni	A
- Collegi, luoghi di ricovero, case di pena, caserme, conventi:			
• sale riunioni	9*	-	-
• dormitori/camere	11	-	-
• cucina	-	16,5	-
• bagni/servizi		estrazioni	A
RESIDENZE OCCUPATE SALTUARIAMENTE			
Vale quanto prescritto per le residenze a carattere continuativo			
ALBERGHI, PENSIONI ecc.			
• ingresso, soggiorni	11	-	-
• sale conferenze (piccole)	5,5*	-	-
• auditori (grandi)	5,5*	-	-
• sale da pranzo	10	-	-
• camere da letto	11	-	-
• bagni, servizi		estrazioni	-
EDIFICI PER UFFICI E ASSIMILABILI			
• uffici singoli	11	-	-
• uffici open space	11	-	-
• locali riunione	10*	-	-
• centri elaborazione dati	7	-	-
• servizi		estrazioni	A

(segue prospetto)

NORME RICHIAMATE DAL D.P.R. 412/93

1. [UNI 5364](#) 30/09/76 Impianti di riscaldamento ad acqua calda. Regole per la presentazione dell'offerta e per il collaudo.
2. [UNI 7129](#) 01/01/92 Impianti a gas per uso domestico alimentati da rete di distribuzione. Progettazione, installazione e manutenzione.
3. [UNI 7129 FA 1-95](#) 31/05/95 Impianti a gas per uso domestico alimentati da rete di distribuzione. Progettazione, installazione e manutenzione.
4. [UNI 7271](#) 30/04/88 Caldaie ad acqua funzionanti a gas con bruciatore atmosferico. Prescrizione di sicurezza.
5. [UNI 7271 FA 1-90](#) 30/04/90 Caldaie ad acqua funzionanti a gas con bruciatore atmosferico. Prescrizioni di sicurezza.
6. [UNI 7271 FA 2-91](#) 31/12/91 Caldaie ad acqua funzionanti a gas con bruciatore atmosferico. Prescrizioni di sicurezza.
7. [UNI 7357](#) 01/12/74 Calcolo del fabbisogno termico per il riscaldamento di edifici.

8. [UNI 7357 FA 3-89](#) 01/05/89 Calcolo del fabbisogno termico per il riscaldamento di edifici.
9. [UNI 7357 FA 83-79](#) 01/01/79 Foglio di aggiornamento n. 1 alla UNI 7357 (dic. 1974).
10. [UNI 8065](#) 01/06/89 Trattamento dell' acqua negli impianti termici ad uso civile.
11. [UNI 8364](#) 28/02/84 Impianti di riscaldamento. Controllo e manutenzione.
12. [UNI 8364 FA 146-84](#) 30/09/84 Foglio di aggiornamento n. 1 alla UNI 8364 (feb. 1984).
Impianti di riscaldamento. Controllo e manutenzione.
13. [UNI 9182](#) 30/04/87 Edilizia - Impianti di alimentazione e distribuzione d'acqua fredda e calda -
Criteri di progettazione, collaudo e gestione.
14. [UNI 9182 FA 1-93](#) 30/09/93 Foglio di Aggiornamento (SS UNI U32.05.284.0) n° 1 alla UNI
9182. Edilizia - Impianti di alimentazione e distribuzione d'acqua fredda e calda - Criteri di
progettazione, collaudo e gestione. (U32.05.284.0)
15. [UNI 9317](#) 28/02/89 Impianti di riscaldamento. Conduzione e controllo.
16. [UNI 10344](#) 30/11/93 Riscaldamento degli edifici. Calcolo del fabbisogno di energia.
17. [UNI 10345](#) 30/11/93 Riscaldamento e raffrescamento degli edifici. Trasmittanza termica dei
componenti edilizi finestrati. Metodo di calcolo.
18. [UNI 10346](#) 30/11/93 Riscaldamento e raffrescamento degli edifici. Scambi di energia termica
tra terreno ed edificio. Metodo di calcolo.
19. [UNI 10347](#) 30/11/93 Riscaldamento e raffrescamento degli edifici. Energia termica scambiata
tra una tubazione e l'ambiente circostante. Metodo di calcolo.
20. [UNI 10348](#) 30/11/93 Riscaldamento degli edifici. Rendimenti dei sistemi di riscaldamento.
Metodo di calcolo.
21. [UNI 10349](#) 30/04/94 Riscaldamento e raffrescamento degli edifici. Dati climatici.
22. [UNI 10351](#) 31/03/94 Materiali da costruzione. Conduttività termica e permeabilità al vapore.
23. [UNI 10355](#) 31/05/94 Murature e solai. Valori della resistenza termica e metodo di calcolo.
24. [UNI 10375](#) 30/06/95 Metodo di calcolo della temperatura interna estiva degli ambienti.
25. [UNI 10376](#) 31/05/94 Isolamento termico degli impianti di riscaldamento e raffrescamento degli
edifici.
26. [UNI 10379](#) 31/05/94 Riscaldamento degli edifici. Fabbisogno energetico convenzionale
normalizzato. Metodo di calcolo e verifica.
27. [UNI 10389](#) 30/06/94 Generatori di calore. Misurazione in opera del rendimento di combustione.