



Università degli Studi di Ferrara

DOTTORATO DI RICERCA IN
SCIENZE DELL'INGEGNERIA

CICLO XXIV

COORDINATORE Prof. Stefano Trillo

PROGETTARE L'EFFICIENZA ENERGETICA: esperienze sul ruolo del sistema edificio, del sistema impianto e della loro gestione

Settore Scientifico Disciplinare ING-IND/10

Dottorando

Dott. Ing. Agnese Mattarelli

Tutore

Prof. Ing. Stefano Piva

Anni 2009/2011

INDICE

SEZIONE 1 - INTRODUZIONE

1.1 Efficienza energetica e progettazione integrate del sistema edificio impianto	1
1.2 Quadro normativo di riferimento	2
1.3 Obiettivi e contenuti della tesi	5
1.4 Riferimenti bibliografici	7

SEZIONE 2 - ESPERIENZE SUL RUOLO DEL SISTEMA EDIFICIO I sistemi solari passivi in presenza di vincoli

2.1 Introduzione	11
2.2 La progettazione passiva in presenza di vincoli	13
2.2.1 Strategie solari passive negli interventi di retrofit	13
2.2.2 I vincoli nella progettazione solare passiva negli edifici di nuova costruzione	16
2.3 Interventi di retrofit in un edificio esistente di pregio	17
2.3.1 Fase 1: Valutazione delle prestazioni energetiche nelle condizioni esistenti	17
2.3.2 Fase 2: Valutazione energetica di diverse strategie solari passive	19
2.3.3 Discussione dei risultati	24
2.4 Edificio di nuova costruzione	27
2.4.1 Le strategie	28
2.4.2 Le prestazioni energetiche	32
2.5 Riflessioni conclusive	33
2.6 Riferimenti bibliografici	35

SEZIONE 3 - ESPERIENZE SUL RUOLO DEL SISTEMA IMPIANTO Modelli di calcolo per l'analisi dei GDC

INDICE

PREMESSA	42
CAPITOLO 1 – BILANCIO DI ENERGIA PER I GDC	
1.1 Introduzione	45
1.2 Bilancio di energia di un GDC	48
1.2.1 Energia prodotta dalla combustione.....	50
1.2.2 Energia richiesta dagli ausiliari.....	51
1.2.3 Energia in uscita diretta al sottosistema di distribuzione.....	53
1.2.4 Perdite di energia.....	54
1.2.5 Energia dispersa (recuperata) in ambiente dagli ausiliari.....	57
1.3 Nomenclatura	59
CAPITOLO 2 – RECUPERO DEL CALORE LATENTE NEI GDC A CONDENSAZIONE	
2.1 Introduzione	61
2.2 Cenni sui GDC a condensazione	62
2.2.1 Generalità.....	62
2.2.2 Stechiometria.....	63
2.2.3 Eccesso d'aria.....	65
2.2.4 Temperatura di scarico dei fumi e temperatura dell'acqua di ritorno del GDC.....	68
2.3 Recupero di calore latente nei GDC a condensazione: modelli di calcolo	71
2.3.1 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC e quantità di condensato (combustione con aria secca).....	71
2.3.2 Esempi di calcolo.....	75
2.3.3 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC e quantità di condensato (combustione con aria umida).....	78
2.3.4 Esempi di calcolo.....	83
2.3.5 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC e quantità di condensato (combustione di un idrocarburo generico con aria umida).....	88
2.3.6 Condensazione del vapore d'acqua contenuto nei prodotti della combustione di differenti combustibili gassosi.....	91
2.3.7 Esempi di calcolo.....	93

2.4 Riflessioni conclusive	98
2.5 Nomenclatura	99

CAPITOLO 3 – MODELLO DI CALCOLO PER LA DETERMINAZIONE DEL RECUPERO DI CALORE LATENTE NEI GDC A CONDENSAZIONE PROPOSTO DALLA UNI TS 11300-2

3.1 Introduzione	101
3.2 Modello di calcolo per la determinazione del recupero del calore latente proposto dalla UNI TS 11300-2	102
3.2.1 Vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione	104
3.2.2 Contenuto di vapore d'acqua nell'aria comburente in ingresso al GDC	106
3.2.3 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi in uscita dal GDC	110
3.2.4 Recupero del calore latente	113
3.3 Esempi di calcolo	114
3.3.1 Esempio 1	114
3.3.2 Esempio 2	117
3.4 Nomenclatura	119

CAPITOLO 4 – CONFRONTO TRA I MODELLI DI CALCOLO PROPOSTI DALLA UNI TS 11300-2 PER IL SOTTOSISTEMA DI GENERAZIONE

4.1 Introduzione	121
4.1.1 Rendimento medio stagionale e rendimento del sottosistema di generazione	123
4.2 Confronto tra i metodi	124
4.2.1 Metodologia	124
4.2.2 Calcolo delle perdite	125
4.2.3 Calcolo dell'energia ausiliaria	129
4.2.4 Calcolo dell'energia recuperabile	131
4.2.5 Energia in ingresso	132
4.2.6 Procedimento di calcolo	133
4.2.7 Dati in ingresso	137
4.3 Caso di studio	139
4.3.1 Dati in ingresso	140

INDICE

4.3.2 Calcolo delle perdite.....	143
4.3.3 Energia ausiliaria.....	148
4.3.4 Energia recuperabile.....	149
4.3.5 Energia in ingresso.....	154
4.3.6 Rendimento del sottosistema di generazione e rendimento medio stagionale.....	155
4.4 Riflessioni conclusive.....	156
4.5 Nomenclatura.....	159
 CAPITOLO 5 – EFFICIENZA DEL GDC E FABBISOGNO ENERGETICO DELL’EDIFICIO	
5.1 Introduzione.....	163
5.2 Relazione analitica tra rendimento del sottosistema di generazione e fabbisogno energetico dell’edificio.....	164
5.2.1 Metodo 1 della UNI TS 11300-2.....	165
5.2.2 Metodo 2 della UNI TS 11300-2.....	171
5.3 Casi di studio.....	174
5.3.1 Dati in ingresso relativi ai GDC.....	175
5.4 Analisi dei risultati.....	180
5.4.1 Analisi dei risultati relativi all’appartamento.....	180
5.4.2 Analisi dei risultati relativi al condominio.....	181
5.5 Considerazioni conclusive.....	187
5.6 Nomenclatura.....	189
 CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE.....	 191
 BIBLIOGRAFIA.....	 197

SEZIONE 4 - ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

Le pompe di calore negli impianti di potabilizzazione di acqua di falda

4.1 Introduzione.....	202
4.2 Recupero energetico da acque di falda nell’hinterland di Milano.....	202

4.3 Le pompe di calore ad acqua di falda	203
4.4 Complesso ospedaliero di nuova costruzione	204
4.4.1 Centrale idrica	205
4.4.2 Produzione di ACS	205
4.5 Fabbisogno termico di acqua calda sanitaria	207
4.5.1 Fabbisogno di progetto medio giornaliero e annuale di ACS	207
4.5.2 Fabbisogno di progetto nelle ore di punta	207
4.5.3 Verifica dei fabbisogni energetici	208
4.6 Dimensionamento dell'impianto	208
4.6.1 Dimensionamento del generatore di calore	208
4.6.2 Dimensionamento dell'impianto solare termico	211
4.6.3 Dimensionamento della pompa di calore	211
4.7 Schema dell'impianto di preriscaldamento dell'ACS	213
4.8 Valutazioni energetiche	218
4.8.1 Copertura del fabbisogno di energia primaria con fonti rinnovabili	218
4.8.2 Confronto tra i diversi regimi di funzionamento della PDC	220
4.9 Riflessioni conclusive	224
4.10 Riferimenti bibliografici	224

SEZIONE 5 - ESPERIENZE SUL RUOLO DELLA GESTIONE DELL'EDIFICIO

Metodi di ripartizione delle spese per il riscaldamento in condomini

5.1 Introduzione	228
5.2 Metodi di ripartizione delle spese per il riscaldamento	228
5.3 Metodi di ripartizione compensata	230
5.3.1 Metodi di ripartizione in letteratura	232
5.4 Riferimenti legislativi e normativi	233
5.5 Ripartizione delle spese e certificazione energetica dei condomini	235
5.5.1 Certificazione energetica di condomini: riferimenti legislativi	235
5.5.2 Ripartizione delle spese e certificazione energetica di condomini	237

INDICE

5.6 Proposta di un metodo di ripartizione compensata	238
5.6.1 Descrizione del metodo	238
5.6.2 Validazione del metodo	240
5.7 Caso di studio: compensazione delle spese in un condominio esistente	241
5.7.1 Descrizione dell'edificio	241
5.7.2 Validazione del metodo utilizzando i dati di energia	243
5.7.3 Validazione del metodo utilizzando i dati di potenza	246
5.7.4 Applicazione del metodo utilizzando i dati di potenza e di energia	248
5.8 Riflessioni conclusive	251
5.9 Nomenclatura	253
5.10 Riferimenti bibliografici	254
 RIFLESSIONI CONCLUSIVE	 260

SOMMARIO

In questo lavoro viene affrontato il tema dell'efficienza energetica negli edifici, alla luce della considerazione che la definizione della soluzione ottimale può essere ottenuta solo a partire da una progettazione sinergica di tutti i sistemi e di tutte le tecnologie disponibili e tenendo sempre presente che gli obiettivi finali sono il conseguimento del benessere globale dell'utenza, il risparmio energetico e la funzionalità dell'edificio rispetto alla sua destinazione d'uso. Per questo motivo sono stati affrontati temi diversi tra di loro ma che hanno permesso di avere una visione più ampia dei diversi aspetti che dovrebbero essere tenuti in considerazione in una corretta progettazione integrata e della loro interazione. Ogni esperienza affrontata assume un ruolo diverso e peculiare in quelle che sono i punti chiave di una progettazione integrata ovvero: la riduzione del fabbisogno di energia termica per il riscaldamento, il raffrescamento e l'illuminazione agendo sul sistema edificio; la riduzione dei consumi di energia primaria adottando soluzioni impiantistiche altamente efficienti; la massimizzazione dello sfruttamento di fonti energetiche rinnovabili per coprire i fabbisogni di energia termica ed elettrica; l'ottimizzazione delle prestazioni dell'edificio con l'impiego di sistemi automatici di controllo e regolazione e con la programmazione di una corretta manutenzione e gestione.

Nello specifico, nella Sezione 2 viene trattato il tema del ruolo dei sistemi solari passivi nella riduzione del fabbisogno di energia termica, qualora esistano vincoli di diversa natura (morfologici, urbanistici ed architettonici...), sia nel recupero degli edifici esistenti che in quelli di nuova costruzione. Nella Sezione 3 si esaminano i modelli semplificati per l'analisi dei generatori di calore, con particolare riferimento ai due Metodi proposti dalla specifica tecnica UNI TS 11300-2. Oltre al confronto tra i due Metodi, viene analizzato l'andamento del rendimento al variare del carico. La Sezione 4 si occupa invece del ruolo delle fonti di energia rinnovabile. In particolare viene analizzato un impianto per la produzione di acqua calda sanitaria al servizio di un complesso ospedaliero della provincia di Milano, composto da un generatore di calore a gas, un impianto solare termico e una pompa di calore che sfrutta, come sorgente fredda, l'acqua di falda destinata ad usi tecnici per preriscaldare l'acqua sanitaria proveniente dall'impianto di potabilizzazione. Infine nella Sezione 5 viene affrontato il tema del ruolo della gestione dell'edificio. In particolare l'attenzione è stata posta sui sistemi di contabilizzazione e i metodi di ripartizione compensata delle spese di riscaldamento.

SEZIONE 1

INTRODUZIONE

	Indice
1.1 Efficienza energetica e progettazione integrate del sistema edificio impianto	1
1.2 Quadro normativo di riferimento	2
1.3 Obiettivi e contenuti della tesi	5
1.4 Riferimenti bibliografici	7

1.1 EFFICIENZA ENERGETICA E PROGETTAZIONE INTEGRATA DEL SISTEMA EDIFICIO-IMPIANTO

Allo stato attuale, per raggiungere condizioni ambientali ottimali e contemporaneamente garantire ridotti consumi energetici, occorre intervenire sia sul sistema edificio sia sul sistema impianto. Solo la corretta integrazione tra impianti tecnologici e sistema strutturale architettonico, ovvero la cosiddetta progettazione integrata del sistema edificio-impianto consente infatti di rispettare i requisiti sempre più severi in materia di prestazioni energetiche degli edifici e al contempo di garantire condizioni di benessere per gli occupanti. La progettazione di edifici energeticamente efficienti non equivale a un'applicazione acritica delle tecniche e delle tecnologie più prestanti e disponibili, ma richiede lo studio delle mutue interazioni tra queste, durante tutto l'arco dell'anno. Sulla base di quanto esposto, ne risulta che durante lo sviluppo del progetto di un nuovo edificio così come nel recupero energetico di uno esistente, occorre seguire un approccio integrato che si propone di:

- ridurre il fabbisogno di energia termica per il riscaldamento, il raffrescamento e l'illuminazione agendo sul sistema edificio;
- ridurre i consumi di energia primaria adottando soluzioni impiantistiche altamente efficienti;
- massimizzare lo sfruttamento di fonti energetiche rinnovabili per coprire i fabbisogni di energia termica ed elettrica;

- ottimizzare le prestazioni dell'edificio con l'impiego di sistemi automatici di controllo e regolazione ;
- prevedere un programma di corretta manutenzione e gestione dell'edificio.

L'ottimizzazione energetica del sistema edificio-impianto non dovrebbe essere l'unico obiettivo del progettista, ma dovrebbe essere accompagnata dalla ricerca dell'ottenimento di adeguati livelli di benessere degli ambienti interni, senza dimenticare gli aspetti compositivi e quelli architettonici ed una funzionale organizzazione degli spazi. Tutti questi aspetti, infatti, interagiscono tra di loro e l'ottimizzazione di uno di questi potrebbe portare al peggioramento di un altro. Inoltre quando si progettano edifici energeticamente efficienti si deve tener conto del fatto che le tecniche di risparmio energetico, le strategie e i meccanismi da impiegare variano notevolmente in funzione di diversi fattori, come ad esempio la tipologia di edificio, la destinazione d'uso e le condizioni climatiche. Conseguentemente un edificio complessivamente efficiente è il risultato di una progettazione integrata e multidisciplinare che segue un approccio che può essere definito olistico (Mazzarella 2011).

1.2 QUADRO NORMATIVO DI RIFERIMENTO

In Italia, sin dagli anni '70, è stata avviata una politica diretta ad affrontare in modo organico e completo le problematiche del settore energetico. In particolare, in tema di contenimento dei consumi energetici negli edifici, nel 1976 è stata emanata la prima legge a livello nazionale (legge n. 373/1976) per regolamentare le caratteristiche di prestazione dei componenti, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici per il riscaldamento degli ambienti e per la produzione di acqua calda per usi igienici e sanitari, negli edifici pubblici o privati.

Successivamente la materia è stata riorganizzata e aggiornata con la legge n. 10/1991, una legge quadro con cui sono stati introdotti principi innovativi e nuovi strumenti operativi. Tra gli strumenti operativi viene introdotta la certificazione energetica degli edifici, con lo scopo di fornire un documento che riassume le prestazioni energetiche del sistema edificio-impianto e di avviare un processo di promozione del contenimento dei consumi energetici nel settore edilizio.

La legge n. 10/1991, integrata da numerosi decreti e regolamenti attuativi emanati in tempi successivi (si citano ad esempio il D.P.R. 412/1993 e il D.P.R. 551/1999), in quegli anni ha posto l'Italia in primo piano in Europa e ha anticipato norme simili in altre nazioni, nonché costituito un punto di

riferimento per la formulazione delle direttive comunitarie. Tuttavia negli anni successivi all'emanazione della legge n. 10/1991, non sono mai stati emanati i decreti attuativi per rendere operativi gli strumenti promossi dalla Legge, quali ad esempio la certificazione energetica, vanificando gli intenti e gli effetti positivi prospettati dalla sua adozione.

Negli anni '90, diversamente dall'Italia, a livello europeo e internazionale, diverse iniziative pubbliche e/o private, pur con approcci e metodologie differenti tra loro, sono state caratterizzate da concrete fasi attuative che hanno condotto al raggiungimento di obiettivi comuni importanti in tema di risparmio energetico e di riduzione delle emissioni inquinanti. Con l'adozione a livello comunitario della Direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico in edilizia, il parlamento europeo ha voluto fornire uno strumento giuridico che sancisse gli interventi più concreti e riducesse l'ampio divario tra le risultanze dei diversi Stati membri in questo settore.

Il principale obbiettivo della Direttiva 2002/91/CE è stato quello di ridurre i consumi energetici e di limitare le emissioni di gas ad effetto serra in modo da rispettare gli impegni comunitari assunti in merito agli accordi di Kyoto. A tal fine, la Direttiva ha promosso l'adozione di impianti efficienti, di involucri edilizi prestanti e lo sfruttamento di fonti di energia rinnovabili, sottolineando la necessità di considerare le condizioni locali e climatiche esterne, le condizioni ambientali interne, oltre che l'efficacia dal punto di vista dei costi globali di realizzazione e di gestione.

In Italia la Direttiva 2002/91/CE è stata recepita dal D.Lgs. 192 del 19 agosto 2005, entrato in vigore l'8 ottobre 2005, e dalle sue successive modifiche (D.Lgs. 311 del 29 dicembre 2006). Il D.Lgs. 192/2005 e s.m.i. ha ripreso molti dei temi già da tempo sviluppati dalla legge 10/1991 come ad esempio la certificazione energetica. Dall'entrata in vigore del D.Lgs. 192/2005, sono stati necessari più di 3 anni per la pubblicazione di due dei tre provvedimenti attuativi previsti; questi sono:

- il D.P.R. n. 59 del 2 aprile 2009 di attuazione dell'art. 4 comma 1, lettere a) e b) del D.Lgs. 192/2005, che definisce i criteri generali, le metodologie di calcolo ed i requisiti minimi per la prestazione energetica di edifici e impianti termici per la climatizzazione invernale e per la preparazione dell'acqua calda sanitaria;

- il decreto interministeriale (Sviluppo-Ambiente-Infrastrutture) del 26 giugno 2009, di attuazione dell'art. 6, comma 9 e dell'art. 5, comma 1, volto a fornire le procedure applicative della certificazione energetica degli edifici e contenente, in allegato, le linee guida nazionali.

Il primo provvedimento d'attuazione (D.P.R. 2 aprile 2009 n. 59), pubblicato il 10 giugno 2009, indica la metodologie di calcolo descritta dalla UNI/TS 11300-1:2008 come riferimento per la determinazione del

fabbisogno di energia termica per la climatizzazione invernale ed estiva e quella descritta nella UNI/TS 11300-2:2008 per il calcolo del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.

Il secondo provvedimento (D.M. 26 giugno 2009) pubblicato il 10 luglio 2009 riporta:

- le linee guida nazionali per la certificazione energetica (art. 6, comma 9 del D.Lgs. 192/2005);
- gli strumenti di raccordo, concertazione e cooperazione tra Stato e Regioni (art. 5, comma 1 del D.Lgs. 192/2005).

Coerentemente con il principio di cedevolezza di cui all'art. 17 del D.Lgs. 192/2005 e s.m.i., le linee guida contenute nel DM del 26 giugno 2009 si applicano nelle Regioni e nelle Province autonome che non hanno adottato propri strumenti di certificazione energetica. Al contempo, però, il DM del 26 giugno 2009 specifica che le procedure di certificazione energetica esistenti si debbano allineare a quanto previsto a livello nazionale.

Ad oggi manca ancora il terzo D.P.R. attuativo della lettera c), comma 1 art. 4 del D.Lgs. 192/2005, che indichi i requisiti professionali e i criteri di accreditamento degli esperti o degli organismi cui affidare la certificazione energetica degli edifici e l'ispezione degli impianti di climatizzazione. In attesa che tale D.P.R. venga emanato, vale quanto previsto nel D.Lgs n. 115 del 30 maggio 2008, "Attuazione della direttiva 2006/32/CE relativa all'efficienza degli usi finali dell'energia e i servizi energetici e abrogazione della direttiva 93/76/CEE" che ha introdotto importanti indicazioni riguardo la figura del certificatore energetico.

Il 19 maggio 2010 il Parlamento Europeo e il consiglio dell'Unione Europea hanno emanato una nuova direttiva sulla prestazione energetica nell'edilizia, la Direttiva 2010/31/UE, entrata in vigore il 9 luglio 2010. Tale Direttiva, anche nota come *EPBD recast* (rifusione), riprende e chiarisce le disposizioni della 2002/91/CE, decretandone l'abrogazione a partire dal 1° febbraio 2012. In questa direttiva si introduce la definizione di edificio a energia "quasi zero" (*nearly net Zero Energy Building*), come un edificio ad altissima prestazione energetica in cui il fabbisogno energetico molto basso o quasi nullo dovrebbe essere coperto in misura molto significativa da energia da fonti rinnovabili prodotta in loco o nelle vicinanze.

La *EPBD recast* stabilisce che dovranno essere "edifici a energia quasi zero" tutti gli edifici di nuova costruzione a partire dal 31 dicembre 2020 e tutti gli edifici pubblici di nuova costruzione a partire dal 31 dicembre 2018.

Per quanto riguarda l'energia da fonti rinnovabili, intesa come energia proveniente da fonti rinnovabili non fossili, quali l'energia eolica, solare aerotermica, idrotermica, oceanica e idraulica, nonché da biomassa, gas di

discarica, gas residuati dai processi di depurazione e biogas, la Direttiva europea di riferimento è la Direttiva europea 2009/28/CE, recepita in Italia con il D.Lgs. n. 28 del 3 marzo 2011 pubblicato sulla GU del 28 marzo 2011.

1.3 OBIETTIVI E CONTENUTI DELLA TESI

Il risparmio di energia negli edifici costituisce un obiettivo complesso che inizia dalla corretta progettazione del fabbricato, inteso in tutte le sue parti ed in tutti i suoi componenti, che deve essere effettuata tenendo sempre presente che gli obiettivi finali sono il conseguimento del benessere globale dell'utenza, il risparmio energetico e la funzionalità dell'edificio rispetto alla sua destinazione d'uso. Per ottimizzare la soluzione di questo problema è indispensabile passare da un approccio seriale per fasi a un approccio integrato, che tenga conto delle mutue interazioni tra clima, fabbricato, impianti, utenza e destinazione d'uso.

In questo lavoro viene affrontato il tema dell'efficienza energetica degli edifici, alla luce della considerazione che la definizione della soluzione ottimale può essere ottenuta solo a partire da una progettazione sinergica di tutti i sistemi e di tutte le tecnologie disponibili. Per questo motivo vengono affrontati temi diversi tra di loro, ma che permettono di avere una visione più ampia dei diversi aspetti che dovrebbero essere tenuti in considerazione in una corretta progettazione integrata e della loro interazione. Ogni tema affrontato agisce su una sfera diversa: il sistema edificio, il sistema impianto, le energie rinnovabili, la gestione del sistema edificio impianto. Questo approccio non ha alcuna pretesa di esaustività, ma anzi vuole sottolineare la molteplicità degli aspetti da considerare in una progettazione olistica ed evidenziare la conseguente complessità della materia.

In questo senso, il primo tema affrontato (Sezione 2) riguarda il ruolo del sistema edificio nella riduzione del fabbisogno di energia termica per il riscaldamento degli edifici. Tra i diversi elementi che compongono il sistema edificio, l'attenzione è rivolta al ruolo dei sistemi solari passivi. Di questo tema, già ampiamente sviluppato in letteratura, si affronta un particolare aspetto: la progettazione solare passiva in presenza di vincoli e quindi in condizioni "non ideali". La presenza di vincoli può essere dovuta a diversi fattori e può riguardare sia il parco edilizio esistente sia le nuove costruzioni. Vengono quindi analizzati due casi di studio. Il primo consiste nel confronto di possibili soluzioni passive da integrare in un edificio esistente di pregio situato a Ferrara. Il secondo consiste nella ricerca di

strategie progettuali da adottare in un edificio di nuova costruzione fortemente vincolati dalla geometria del lotto.

Per quanto riguarda il sistema impianto, il tema analizzato concerne l'analisi dei generatori di calore a gas con particolare riferimento ai modelli di calcolo e agli aspetti normativi (Sezione 3). Lo studio nasce con l'obiettivo di comprendere se e quanto, nei condomini con impianto di riscaldamento centralizzato, sia corretto utilizzare il rendimento di generazione dell'impianto centralizzato per la valutazione dell'indice di prestazione energetica della singola unità, ovvero quanto la variazione del fabbisogno energetico dovuta a un appartamento comporti variazioni significative del rendimento del generatore di calore. A tal fine vengono correlate efficienza e variazione di energia in uscita dal generatore di calore a partire dai due modelli matematici proposti dalla UNI TS 11300-2, per diversi tipi di generatore. Anticipando che l'andamento del rendimento di generazione al variare del carico è risultato significativamente diverso in funzione del metodo utilizzato, l'indagine è proseguita col confronto dei modelli di calcolo proposti dalla normativa sia a livello teorico sia quantitativo, mediante l'applicazione a un caso di studio.

Nella progettazione integrata finalizzata all'ottimizzazione energetica, oltre a un involucro particolarmente vocato al risparmio energetico e a un sistema impiantistico efficiente, un ruolo fondamentale spetta alle fonti di energia rinnovabile. La Direttiva 2009/28/CE, recepita dal D.Lgs. n.28 del 3 marzo 2011, ha incluso tra le fonti rinnovabili l'energia aereotermica, geotermica e idrotermica sfruttata dalle pompe di calore, a condizione che l'energia prodotta ecceda in maniera significativa l'energia primaria assorbita. Tra le diverse tipologie di pompe di calore disponibili, nella Sezione 4 ci si sofferma su una soluzione di impianto con pompe di calore ad acqua di falda. L'impiego dell'acqua di falda come sorgente di calore a bassa temperatura, rispetto ad altre fonti come l'aria o la geotermia, è più limitato a causa dei complessi iter burocratici e autorizzativi necessari ai prelievi. Diversa è la situazione nell'hinterland di Milano dove l'esigenza di controllare l'elevato livello della falda rende disponibili grandi quantità di acqua di cui è promosso lo sfruttamento per diversi scopi, come ad esempio da serbatoio di calore per alimentare sistemi a pompe di calore. In questa Sezione si analizza l'impianto per la produzione di acqua calda sanitaria al servizio di un complesso ospedaliero della provincia di Milano. L'impianto è composto da un generatore di calore a gas, un impianto solare termico e una pompa di calore che sfrutta, come sorgente fredda, l'acqua di falda destinata ad usi tecnici per preriscaldare l'acqua sanitaria proveniente dall'impianto di potabilizzazione.

Infine l'ultimo tema affrontato riguarda la gestione del sistema edificio

Tra le possibili azioni nella gestione dell'edificio l'attenzione è stata posta sui sistemi di contabilizzazione e ripartizione delle spese di riscaldamento. In una corretta gestione del sistema edificio impianto i sistemi di contabilizzazione e ripartizione delle spese di riscaldamento, se adeguati, possono incentivare l'adozione di comportamenti "virtuosi" da parte dell'utenza e conseguentemente ridurre i consumi energetici. Al contrario, se i sistemi di contabilizzazione e ripartizione delle spese risultano inadeguati, oltre a non incentivare un utilizzo oculato dell'energia, possono dare origine a contenziosi tra gli utenti. Ad esempio i sistemi di ripartizione basati sui consumi di energia misurati possono creare delle sperequazioni tra gli utenti e dare origine a contenziosi a causa delle possibili differenze nelle spese di riscaldamento, indipendentemente dalle abitudini energetiche ma in conseguenza delle sole caratteristiche dell'edificio. In questo ambito, nella Sezione 5 sono analizzati i sistemi di ripartizione compensata. Tale ripartizione prevede che la spesa per il riscaldamento venga ripartita in funzione dell'energia erogata per ogni appartamento e compensata attraverso fattori correttivi che tengano in conto delle situazioni sfavorevoli di taluni appartamenti in termini di fabbisogno energetico. L'attività di ricerca ha portato allo sviluppo di un metodo di ripartizione compensata delle spese che può basarsi sulle potenze di progetto o sugli indici di prestazione energetica. Il metodo è stato validato e applicato a un caso di studio. Sempre nella Sezione 5 si analizza anche il rapporto che intercorre tra certificazione energetica dei condomini e criteri di ripartizione delle spese di riscaldamento, con particolare riferimento ai metodi di compensazione.

1.4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

Mazzarella L., Problematiche nell'ottimizzazione energetica degli edifici: possibili soluzioni e prospettive, Atti del 29° Convegno nazionale AICARR, pp.15-31, Bologna, 2011.

Riferimenti Normativi

Direttiva 1993/76/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 13 settembre 1993 intesa a limitare le emissioni di biossido di carbonio migliorando l'efficienza energetica (SAVE). G.U. delle Comunità europee n. L 237 del 22 settembre 1993.

Direttiva 2002/91/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 16 dicembre 2002 sul rendimento energetico. G.U. delle Comunità europee del 4 gennaio 2003.

- Direttiva 2006/32/CE del Parlamento europeo e del Consiglio, del 5 aprile 2006, concernente l'efficienza degli usi finali dell'energia e i servizi energetici e recante abrogazione della direttiva 93/76/CEE del Consiglio, G.U. dell'Unione europea del 27 aprile 2006.
- Direttiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 23 aprile 2009 sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE. G.U. Unione europea del 5 giugno 2009.
- Direttiva europea 2010/31/UE del 19 maggio 2010 sulla prestazione energetica nell'edilizia (rifusione), G. U. Unione europea del 18 giugno 2010.
- Legge ordinaria del Parlamento n. 373 del 30 aprile 1976, Norme per il contenimento del consumo energetico per usi termici negli edifici, pubblicata nella G.U. n.148 del 07 giugno 1976.
- Legge n.10 del 09 gennaio 1991, Norme per l'attuazione del Piano energetico nazionale in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia, pubblicata nel Suppl. Ordinario alla G.U. n.13 del 16 gennaio 1991.
- Decreto del Presidente della Repubblica n. 412 del 26 agosto 1993, Regolamento recante norme per la progettazione, installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione dell'art. 4, comma 4, della legge n. 10 del 9 gennaio 1991, pubblicato nel Suppl. Ordinario della G.U. n. 242 del 14 ottobre 1993.
- Decreto del Presidente della Repubblica n. 551 del 21 dicembre 1999, Regolamento recante modifiche al D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, in materia di progettazione, installazione, esercizio e manutenzione degli impianti termici degli edifici, ai fini del contenimento dei consumi di energia, pubblicato nella G.U. n. 81 del 06 giugno 2000.
- Decreto Legislativo n. 192 del 19 agosto 2005, Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico degli edifici, Suppl. Ordinario della Gazzetta Ufficiale n. 222 del 23 settembre 2005.
- Decreto Legislativo n. 311 del 26 dicembre 2006, Disposizioni correttive ed integrative al Decreto Legislativo n. 192 del 19 agosto 2005, recante attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico degli edifici, Suppl. Ordinario della Gazzetta Ufficiale n. 26 del 1 febbraio 2007.
- Decreto Legislativo n. 115 del 30 maggio 2008, Attuazione della direttiva 2006/32/CE relativa all'efficienza degli usi finali dell'energia e i servizi energetici e abrogazione della direttiva 93/76/CEE, pubblicato nella Gazzetta Ufficiale n. 154 del 3 luglio 2008.

- Decreto del Presidente della Repubblica n.59 del 2 aprile 2009, pubblicato nella G.U. n.132 del 10 giugno 2009.
- Decreto interministeriale del 26 giugno 2009, Linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici. S.O. Gazzetta Ufficiale n. 158 del 10 luglio 2009.
- Decreto Legislativo n. 28 del 3 marzo 2011, attuazione della direttiva 2009/28/CE, sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE, GU del 28 marzo 2011
- Specifica Tecnica UNI TS 11300-1: 2008. Prestazioni energetiche degli edifici. Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale.
- Specifica Tecnica UNI TS 11300-2: 2008. Prestazioni energetiche degli edifici. Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.

SEZIONE 2

ESPERIENZE SUL RUOLO DEL SISTEMA EDIFICIO: I sistemi solari passivi in presenza di vincoli^I

	Indice
2.1 Introduzione	11
2.2 La progettazione passiva in presenza di vincoli	13
2.2.1 Strategie solari passive negli interventi di retrofit.....	13
2.2.2 I vincoli nella progettazione solare passiva negli edifici di nuova costruzione.....	16
2.3 Interventi di retrofit in un edificio esistente di pregio	17
2.3.1 Fase 1: Valutazione delle prestazioni energetiche nelle condizioni esistenti.....	17
2.3.2 Fase 2: Valutazione energetica di diverse strategie solari passive.....	19
2.3.3 Discussione dei risultati.....	24
2.4 Edificio di nuova costruzione	27
2.4.1 Le strategie.....	28
2.4.2 Le prestazioni energetiche.....	32
2.5 Riflessioni conclusive	33
2.6 Riferimenti bibliografici	35

2.1 INTRODUZIONE

Nel recupero energetico degli edifici esistenti e nella progettazione di quelli nuovi, un ruolo di particolare importanza può essere assunto dagli elementi di architettura passiva e bioclimatica.

Benché i sistemi solari passivi e l'architettura bioclimatica siano stati ampiamente praticati nel corso della storia da numerose civiltà, l'interesse in età moderna per questo tipo di applicazioni comincia dai primi anni '70. A

^I Nota: I contenuti di questa Sezione sono tratti dalle memorie sull'argomento degli autori A. Mattarelli e S. Piva citati nei Riferimenti Bibliografici.

partire dagli anni '70 si sviluppa anche la ricerca sui sistemi solari passivi per il riscaldamento degli edifici, ricerca strettamente correlata alla realizzazione dei primi edifici passivi. I tre edifici di maggiore interesse realizzati in quel periodo sono: la scuola di Wallasey in Inghilterra progettata da E. A. Morgan, la casa di Trombe in Francia e la casa Atascadero progettata da H. Hay in California (Balcomb 1984).

Il punto di svolta per la ricerca sul tema del solare passivo fu la prima conferenza sul tema, tenutasi ad Albuquerque nel maggio del 1976, cui parteciparono i più importanti studiosi della materia e furono presentati i principali lavori di ricerca del tempo (Balcomb 1984). A questi anni risalgono i più importanti testi sul tema del solare passivo, che ancora oggi sono di riferimento nella progettazione bioclimatica. Si citano ad esempio: Balcomb, Mazria, Lebens, Givoni...

Parallelamente alla ricerca sui temi dell'architettura bioclimatica e alla realizzazione dei primi edifici passivi, cresce, in questi anni, l'interesse per l'elaborazione di metodi e procedure che consentano di effettuare valutazioni sulle prestazioni energetiche degli edifici e in particolare dei sistemi solari passivi. Tra i metodi semplificati elaborati negli anni '70-'80 si segnala quello francese detto "Metodo 5000". Il nome deriva dal concorso di progettazione urbanistica "5000 maisons solaires" bandito nel 1980 dal Ministero dell'Urbanistica e dell'Edilizia francese, essendo stato il metodo elaborato per questa occasione. Il principale merito di questo metodo è che esso è stato concepito in modo tale da permettere a chi lo utilizza, di divenire consapevole del ruolo che i vari componenti dell'edificio occupano nella determinazione del fabbisogno energetico complessivo dell'edificio. Esso risulta estremamente utile, soprattutto nelle prime fasi progettuali, quando occorre operare scelte tipologiche, e nel dimensionamento dei sistemi solari passivi, in riferimento alle caratteristiche architettoniche e alle condizioni climatiche dell'edificio in esame. Di contro questo metodo, come avviene generalmente per tutti i metodi semplificati, presenta, in generale, una scarsa flessibilità e non consente grandi variazioni dei parametri di valutazione.

La ricerca sui temi dell'architettura bioclimatica e sui sistemi solari passivi, intrapresa negli anni '70, è proseguita negli successi con continuità e in letteratura si può trovare un'ampia documentazione. Ad oggi le soluzioni attuabili sono molteplici e la loro efficacia nella riduzione del fabbisogno energetico per il riscaldamento, per il raffrescamento e per l'illuminazione degli edifici è comprovata dall'esperienza.

Tuttavia, nonostante le possibilità di applicazione dei sistemi solari passivi siano illimitate, nella progettazione degli edifici nuovi e ancor più nel recupero di quelli esistenti, la presenza di vincoli di diversa natura

(morfologici, urbanistici, architettonici, strutturali...) può ridurre lo spettro di soluzioni disponibili e rendere più complessa la loro applicazione.

In questa sezione si vogliono analizzare possibili strategie solari passive da adottare nelle nuove costruzioni e nel recupero dell'esistente, anche qualora, a causa di vincoli o restrizioni, non sussistano le condizioni più favorevoli, più adatte e dunque più consolidate.

A tal fine si analizzano due casi di studio. Nel primo si vogliono confrontare possibili soluzioni passive da integrare in un edificio residenziale esistente di pregio architettonico, situato a Ferrara. Nel secondo si cercano soluzioni progettuali per un complesso edilizio di nuova realizzazione, costituito da due edifici a uso terziario, fortemente vincolati dalla geometria del lotto che consente solamente sviluppi in direzione Nord-Sud.

2.2 LA PROGETTAZIONE PASSIVA IN PRESENZA DI VINCOLI

Il tema analizzato in questa sezione riguarda un particolare aspetto della progettazione solare passiva, ossia la progettazione solare passiva in presenza di vincoli e quindi in condizioni "non ideali". La presenza di vincoli può essere dovuta a diversi fattori e può coinvolgere sia il parco edilizio esistente sia le nuove costruzioni.

Nei paragrafi successivi si analizzano le problematiche e alcune strategie solari passive da adottare in caso di interventi di retrofit e nel caso di edifici di nuova realizzazione.

2.2.1 Strategie solari passive negli interventi di retrofit

La pressante necessità di ridurre i consumi energetici anche nel settore edile impone di intervenire sul parco edilizio esistente per minimizzare, in termini economicamente accettabili, il fabbisogno di energia per la climatizzazione ambientale. Il tema del recupero energetico degli edifici esistenti è di crescente interesse, in particolare in Italia, dove è comune l'atteggiamento di considerare degli edifici "di rilevanza architettonica" solo perché hanno più di 20-30 anni, indipendentemente dalla loro qualità architettonica o strutturale. Questi edifici sono considerati "impossibili da demolire" e viene imposto il loro restauro. Da qui la spinta per la ricerca di tecnologie adatte al recupero energetico degli edifici esistenti, in particolare in quelli di pregio architettonico dove, lo spettro di strategie di retrofit adatte si riduce ulteriormente.

In questo ambito, solo occasionalmente la scelta tra le strategie di retrofit ricade sull'utilizzo di sistemi solari passivi. Tuttavia i sistemi solari passivi

potrebbero costituire efficaci soluzioni nella ricerca di strategie atte a ridurre il fabbisogno energetico degli edifici sia per il riscaldamento invernale che per il raffrescamento estivo e andrebbero tenuti in maggiore considerazione.

Le principali difficoltà nell'utilizzo di sistemi passivi negli interventi di retrofit sono dovute alla presenza di vincoli di diversa natura che rendono complessa la loro applicazione. I vincoli possono essere dati dalla forma e dall'orientamento dell'edificio, dalla distribuzione degli spazi interni, dalle ostruzioni causate dagli edifici circostanti e dalle restrizioni imposte dai regolamenti edilizi comunali e dalla soprintendenza.

Tutti questi fattori, che vanno tenuti certamente in considerazione nella valutazione dell'applicabilità di sistemi solari passivi negli interventi di retrofit, sicuramente limitano le possibilità di scelta da parte del progettista. Spesso però anche strategie solari passive più inusuali possono costituire una valida soluzione laddove non è possibile intervenire con tecnologie più convenzionali e consolidate.

In letteratura diversi sono gli studi e gli esempi di applicazioni di strategie solari passive da adottare nel retrofit degli edifici esistenti.

I sistemi passivi più semplici e diffusi sono quelli basati sul guadagno solare diretto, che avviene quando il sole penetra direttamente negli spazi abitati attraverso le finestre, le superfici vetrate, i lucernari, ecc. La massa dell'edificio stesso funziona da accumulo termico immagazzinando l'energia solare in eccesso durante le ore diurne e rilasciandola durante quelle notturne (Givoni, 1991). Per i sistemi solari passivi a guadagno diretto, l'esposizione a sud delle aperture vetrate è quella preferibile, sia perché sfrutta maggiormente l'irraggiamento solare durante la stagione invernale, sia perché consente di schermare più facilmente gli ambienti dall'irraggiamento solare durante il periodo estivo.

Negli interventi di riqualificazione degli edifici, non sempre si possono realizzare sistemi solari passivi a guadagno diretto di tipo convenzionale, perché non tutti gli edifici dispongono di superfici esposte a sud da poter sfruttare. La difficoltà nel realizzare sistemi solari passivi a guadagni diretto può essere dovuta a diversi fattori quali ad esempio: la forma e l'orientamento dell'edificio, la complessità architettonica, distribuzione degli spazi interni, la presenza di ombreggiature portate da edifici o ostacoli adiacenti...

Diverse sono le strategie sviluppate per sfruttare il guadagno solare diretto anche in condizioni sfavorevoli. Garcia-Hansen et al. (2002) ad esempio, hanno analizzato diverse tipologie di lucernai per assicurare comfort termico e luminoso in spazi che non dispongono di facciate rivolte a sud. Saleh et al. (2004) hanno studiato la possibilità di modificare la

radiazione diretta incidente sui vetri, pur mantenendo inalterato l'orientamento e la forma dell'involucro dell'edificio.

Oltre alle strategie finalizzate a sfruttare maggiormente gli apporti solari per guadagno diretto, esistono numerose altre alternative per migliorare le performance energetiche degli edifici esistenti. Esempi di queste strategie sono: la creazione di serre solari (*Stourna Trianti et al., 1986; Givoni, 1991*), la realizzazione di pareti ventilate o di muri a effetto serra (*Balcomb, 1984*), l'integrazione di camini solari nelle facciate (*Mathur et al. 2006*), la realizzazione di tetti verdi (*Castleton et al., 2010*).

Un esempio interessante di progetto di retrofit per un edificio storico di Atene, riguarda l'installazione di una particolare copertura nell'atrio del Banghion Hotel, edificio neoclassico progettato da Ziller nel 1880 (*Stourna Trianti et al., 1986*). La copertura dell'atrio, in parte vetrata, contribuisce alla riduzione dei carichi termici per il riscaldamento grazie all'effetto serra. Nel periodo estivo, elementi protettivi e schermanti consentono di ridurre i carichi termici estivi e di migliorare il benessere ambientale.

Un altro interessante esempio di riqualificazione energetica è quello di due edifici storici di tipo industriale nell'area urbana Cantoni di Legnago. Questo intervento è caratterizzato dall'uso di tecniche passive per il riscaldamento e il raffrescamento, come ad esempio la realizzazione di un tetto verde e l'aggiunta di un atrio tra gli edifici. L'atrio possiede una particolare copertura vetrata che d'inverno permette di incrementare gli apporti solari mentre d'estate può essere aperto per favorire la ventilazione naturale per effetto camino (*Ferrante, Mihalakakou, 2001*).

Nella città di Istanbul (Turchia) un altro esempio di retrofit con strategie passive consiste nella realizzazione di un muro a effetto serra applicando una vetrata sulla facciata sud esistente dell'edificio e interponendo un'intercapedine d'aria (*Yilmaz, Kundakci, 2008*). In questo studio sono stati anche confrontati tra loro diversi materiali; i risultati mostrano che il materiale di cui è costituito l'involucro esistente influenza in modo irrilevante la temperatura dell'aria contenuta nell'intercapedine e che la performance del sistema è poco influenzata dallo spessore dell'intercapedine.

Una strategia simile è stata proposta da Ballestini et al. (2005) per la riqualificazione energetica di un vecchio edificio industriale dismesso a Cavaso del Tomba (Venezia). Il progetto consiste nell'applicazione di una parete vetrata su parte delle facciate esistenti orientate a sud e ovest lasciando un intercapedine d'aria di 0.65 m. La superficie vetrata, nella parte superiore e inferiore, dispone di aperture regolabili automatizzate che consentono di regolare in modo ottimale la ventilazione dell'intercapedine nella stagione invernale ed estiva.

Una strategia che consente di ridurre in modo significativo i carichi

termici estivi, consiste nella realizzazione di tetti verdi; in letteratura si trovano diversi esempi di realizzazioni su edifici esistenti. *Wilkinson and Reed (2009)* hanno analizzato le potenzialità di questa tecnologia in un edificio esistente nel Central Business District of Melbourne (Australia). *Santamouris et al (2007)* ha investigato i possibili risparmi energetici ottenibili con l'installazione di un tetto verde in un asilo in Grecia.

Infine, interessanti studi sono stati effettuati dal Design and Evaluation Group all'interno del progetto finanziato dalla Commissione Europea "OFFICE" (*Hestnes, Kofoed, 2001*). L'obiettivo del progetto OFFICE è stato quello di promuovere i sistemi solari passivi negli interventi di riqualificazione energetica in edifici per uffici. Ciò è stato fatto analizzando i risultati ottenuti da diversi interventi di riqualificazione, per dieci edifici per uffici situati in diverse nazioni europee, in termini di: risparmio energetico, qualità dell'ambiente interno, e di convenienza economica. I risultati hanno mostrato che è possibile ridurre significativamente i consumi di energia utilizzando tecnologie solari passive.

2.2.2 I vincoli nella progettazione solare passiva negli edifici di nuova costruzione

Seppure nella progettazione di edifici di nuova realizzazione le strategie a disposizione del progettista siano numerose, nella maggior parte dei casi sussistono le restrizioni di diversa natura che vanno tenute opportunamente in considerazione e che possono influenzare notevolmente il progetto.

Uno degli aspetti che più influenza la progettazione e l'efficacia dei sistemi solari passivi, e che spesso viene trascurato, è il contesto urbano in cui si colloca l'edificio. Spesso infatti si tende a considerare l'edificio come un'entità a sé stante senza considerare i fenomeni che avvengono alla scala urbana (*Ratti C. et al. 2005*). La progettazione di un edificio o di un complesso di edifici, in un contesto urbano esistente, può essere infatti molto diversa da quella in uno spazio aperto che permette al progettista di orientare e organizzare l'edificio liberamente e in modo ottimale perseguendo i principi dell'architettura bioclimatica.

In un contesto urbano infatti, le scelte del progettista sono indubbiamente vincolate da diversi fattori quali ad esempio: la forma e l'orientamento del lotto, l'ostruzione di edifici o ostacoli circostanti, la superficie edificabile, gli accessi al lotto, le distanze dai confini... Ci sono poi altri fattori di diversa natura che possono influenzare, e che quindi vanno tenuti in considerazione; questi sono: l'inquinamento dell'aria, il rumore, le correnti d'aria, le isole di calore... (*Tombazis A. N., Preuss S. A., 2001*).

Ci sono infine altre logiche che governano le scelte progettuali che spesso sono in contrasto con quelle finalizzate alla realizzazione di un

edificio virtuoso dal punto di vista energetico. Queste sono legate ad esigenze di tipo estetico-funzionale, alla sicurezza, all'economicità, alle richieste del mercato e così via.

Questo scenario mette in rilievo che anche nella progettazione di edifici nuovi possono esistere vincoli di diversa natura che rendono più complessa e limitano le possibilità di ricorrere a sistemi solari passivi.

Come nel caso degli interventi di retrofit, anche per le nuove costruzioni, spesso l'adozione di strategie solari passive possono costituire una valida soluzione e fornire un valore aggiunto al progetto laddove non è possibile intervenire con tecnologie più convenzionali e consolidate.

2.3 INTERVENTI DI RETROFIT IN UN EDIFICIO ESISTENTE DI PREGIO

Il caso di studio consiste nella valutazione di diverse strategie solari passive da adottare per un edificio esistente di pregio, finalizzate a migliorarne le prestazioni energetiche.

Lo studio si sviluppa in due fasi principali:

-Fase 1: Valutazione dell'energia termica per il riscaldamento e il raffrescamento e degli apporti solari dell'edificio nelle condizioni esistenti.

-Fase 2: Analisi energetica di diverse strategie solari passive finalizzate a incrementare gli apporti solari e migliorare le prestazioni energetiche, in particolare nel periodo invernale ma con riguardo anche al periodo estivo.

I fabbisogni di energia termica per il riscaldamento e il raffrescamento sono stati calcolati secondo la procedura definita nella specifica tecnica UNI TS 11300-1:2008. Questa Specifica Tecnica non fornisce un metodo di calcolo per valutare il contributo di sistemi solari passivi, per cui a tal fine è stata utilizzata la UNI EN ISO 13790:2008.

2.3.1 Fase 1: Valutazione delle prestazioni energetiche nelle condizioni esistenti

Il fabbricato in esame è un edificio ad uso residenziale degli anni '30, situato a Ferrara, in via Vittorio Veneto numero 13 (Figura 1). L'edificio è unifamiliare e disposto su due piani. Vi si trovano tre locali non riscaldati: il seminterrato, il vano scala e il sottotetto. La superficie riscaldata totale è di 268 m² e il volume riscaldato di 1082 m³.

In Figura 2 sono riportate le piante del piano terra e del piano primo.

Le superfici opache verso l'esterno sono costituite da una muratura piena faccia vista dello spessore di 28 cm, intonacata all'interno, caratterizzate da un valore di trasmittanza termica di 1.09 W/m²K.



Figura 1 – Caso di studio – Edificio residenziale a Ferrara.

I componenti finestrati sono di tre tipi, di dimensione di base pari a 60 cm, 80 cm, 100 cm, con doppi vetri, infissi in legno e persiane avvolgibili. Il valore medio di trasmittanza termica dei componenti finestrati è di 2.3 W/m²K. Le porte verso l'esterno sono tre, uguali tra loro, una sul lato Ovest, una sul lato Nord, e una sul lato Sud per l'accesso al vano scala. La superficie di ognuna è di 3.22 m² e la trasmittanza risulta di 1.38 W/m²C.

Gli apporti solari provengono solo dal guadagno diretto, dovuto all'energia radiante che penetra direttamente nell'ambiente attraverso le superfici vetrate. Non sono presenti elementi schermanti per proteggere i locali dall'irradiazione solare nel periodo estivo. Il sistema di ventilazione è di tipo naturale

La località di riferimento è Ferrara; essa si trova nella zona climatica E e il periodo di riscaldamento va quindi dal 15 Ottobre al 15 Aprile.

Il fabbisogno annuale di energia termica per il riscaldamento, calcolato secondo la UNI TS 11300-1, è pari a 49391.1 kWh/anno.

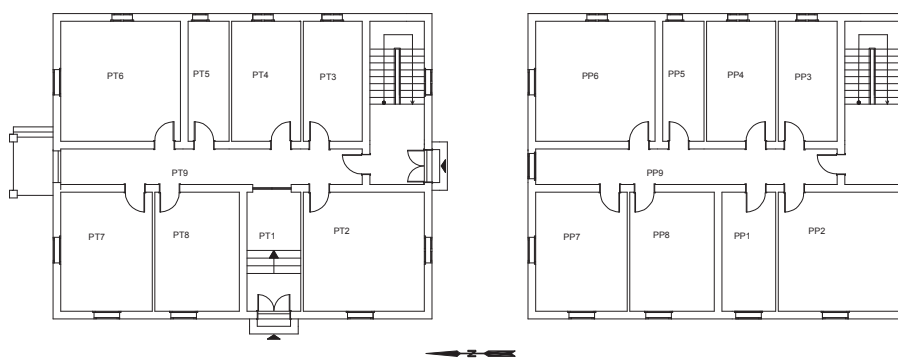


Figura 2– Caso di studio – Pianta del piano terra e del primo piano.

Il fabbisogno di energia per il riscaldamento è fortemente influenzato dalle perdite di calore per trasmissione (801.2 W/K) che predominano sulle perdite di calore per ventilazione (110.4 W/K), essendo l'edificio non isolato termicamente. Gli apporti solari sono dati solo dal guadagno diretto attraverso le vetrate esterne e sono pari a 4910.1 kWh/anno. Gli apporti interni risultano pari a 1965.6 kWh/anno.

La stagione di raffrescamento, calcolata secondo la UNI TS 11300-1, include tutti i giorni per i quali il calore scambiato per trasmissione e ventilazione non bilancia gli apporti interni e solari.

Per l'edificio nelle condizioni esistenti, la stagione di raffrescamento, così calcolata, inizia il 29 giugno e termina il 21 agosto. Il fabbisogno di energia per il raffrescamento estivo risulta pari a 996.8 kWh/anno.

2.3.2 Fase 2: Valutazione energetica di diverse strategie solari passive

In questa fase si valutano diversi interventi per aumentare il contributo degli apporti solari e ridurre le dispersioni termiche dell'edificio, al fine di migliorarne le prestazioni energetiche.

In particolare si prendono in esame:

- apertura di abbaini vetrati sul tetto, in corrispondenza del vano scala, in modo da aumentare il contributo solare dovuto all'effetto tampone;
- realizzazione di un muro a effetto serra su una porzione della parete esposta a Sud;
- applicazione di un isolamento termico a cappotto sulle pareti esposte a Est, Ovest e Nord;
- applicazione di un isolamento termico a cappotto sulle pareti esposte a Est, Ovest, Nord e Sud;

e) applicazione di un isolamento termico sulle falde del tetto.

a) Abbaini vetrati sul tetto. Come è mostrato dalla pianta (Figura 2), l'edificio è orientato in modo tale che, sul lato esposto a Sud, si affacciano il vano scala, ambiente non riscaldato, e una stanza per piano.

Data tale configurazione, un primo possibile intervento può essere quello di sfruttare il vano scala come serra solare. Per aumentare l'energia solare entrante nel vano e di conseguenza potenziare l'effetto tampone, si può prevedere di aprire una superficie vetrata sul tetto.

A tal fine si propone come soluzione architettonica l'apertura di abbaini vetrati sulla falda orientata a sud della copertura; tale intervento è pensato in modo tale da essere il più possibile integrato con l'edificio, lasciando inalterata la facciata e intervenendo nel rispetto dello stile architettonico.

La scelta di creare un'apertura sul tetto piuttosto che sulla facciata, oltre a permettere di mantenere inalterato l'aspetto della facciata, fa sì che gli apporti solari si ottengano quasi interamente per effetto tampone, limitando situazioni di discomfort dovute a problemi di surriscaldamento o di eccessivo abbagliamento.

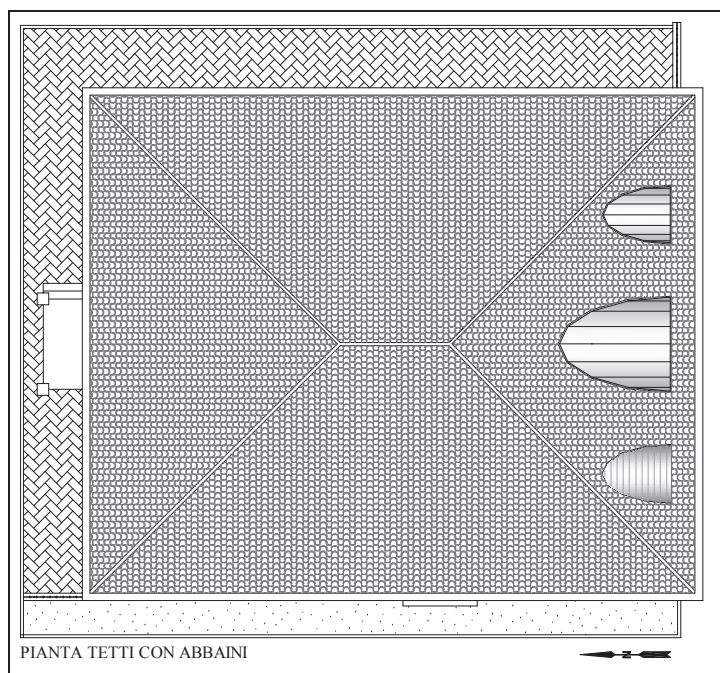


Figura 3 – Caso di studio – Strategia a) Pianta della copertura con abbaini.

Nello specifico l'intervento prevede la realizzazione di tre abbaini sullo spiovente Sud del tetto, disposti in asse rispetto alle finestre della facciata sottostante. Gli abbaini che danno sul vano scala sono interamente vetrati per massimizzare l'energia solare entrante, mentre il terzo abbaino, previsto in modo da garantire la simmetria del prospetto, sarà realizzato con una copertura opaca così da diminuire le dispersioni termiche. L'abbaino centrale è pensato più grande in modo da aumentare la superficie vetrata e per mantenere la gerarchia del prospetto. I tre abbaini hanno una superficie vetrata verticale e sposta a Sud, pari a 0.86 m^2 per quelli laterali e 2.32 m^2 per quello centrale. La copertura degli abbaini è pari a 9 m^2 per quelli laterali e 13.10 m^2 per quello centrale. Il fattore solare delle vetrate è pari a 0.675.

Nelle Figure 3 e 4 si riportano rispettivamente: la pianta del tetto e il prospetto Sud, con gli abbaini.

b) Muro a effetto serra. Il secondo intervento prevede la realizzazione di un muro a effetto serra su una porzione della parete esposta a Sud in corrispondenza delle stanze denominate PT2 e PP2 (Figura 5).

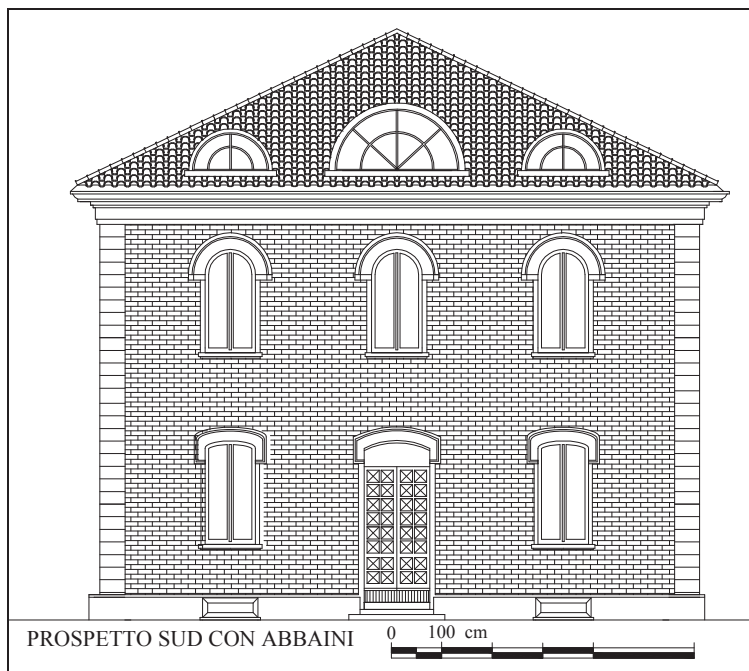


Figura 4 – Caso di studio – Strategia a) Prospetto sud con abbaini.

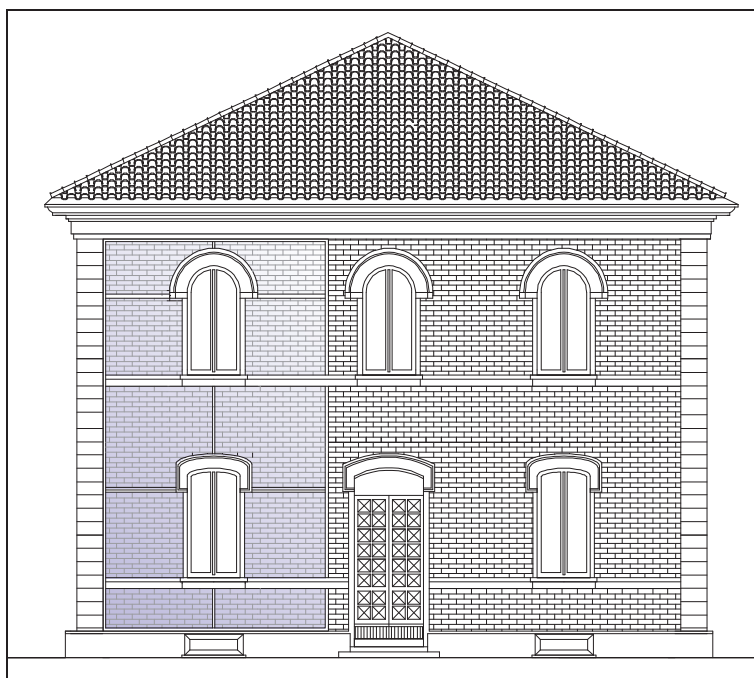


Figura 5 – Caso di studio – Strategia b) Prospetto sud con muro a effetto serra.

Il muro a effetto serra, detto anche muro ad accumulo, è un sistema solare passivo a guadagno indiretto, costituito da una parete di sufficiente inerzia termica con la facciata esterna protetta da una superficie vetrata. Grazie all'effetto serra la temperatura della superficie esterna del muro si innalza e il calore generato si trasmette per diffusione attraverso la parete.

La scelta di non realizzare il muro vetrato per tutta la parete Sud, è dovuta al fatto che il muro a effetto serra permette di riscaldare solo le stanze retrostanti ad esso e conseguentemente, l'estensione anche in prossimità del vano scala non riscaldato, porterebbe a benefici limitati. l'applicazione di una superficie vetrata, può essere una soluzione efficace e allo stesso tempo elegante e architettonicamente integrata. Infatti uno dei vantaggi del muro a effetto serra, è quello di lasciare la parete esterna originale e le modanature di pregio, visibili dall'esterno, rispettando lo stile architettonico.

Il muro viene realizzato montando una superficie vetrata, di 34.3 m², sulla

facciata esterna del muro esistente, lasciando un'intercapedine d'aria di 10 cm. Per questo tipo di edificio, un muro a effetto serra, realizzato con

La parete esistente, di 28 cm di spessore, in mattoni faccia a vista con intonaco interno, è caratterizzata da un valore di trasmittanza termica pari a $1.09 \text{ W/m}^2\text{K}$. Il valore di trasmittanza della parete dopo la realizzazione del muro a effetto serra si riduce fino a $0.63 \text{ W/m}^2\text{K}$. Conseguentemente con questo intervento oltre a incrementare gli apporti solari si riducono le perdite di calore per trasmissione.

In estate, l'intercapedine d'aria può essere ventilata attraverso apposite aperture nella parte superiore e inferiore della vetrata, riducendo così gli apporti solari verso gli ambienti interni.

c) Isolamento a cappotto sulle pareti orientate a Est, Ovest e Nord. La valutazione delle performance energetiche dell'edificio nelle condizioni esistenti hanno evidenziato in primo luogo che l'energia dispersa per trasmissione predomina su quella per ventilazione, in secondo luogo, che gli apporti solari sono molto esigui rispetto alle perdite di calore di trasmissione. Per questo motivo un efficace intervento di retrofit potrebbe essere costituito dall'applicazione di un isolamento termico a cappotto sulle facciate esposte a est, ovest e nord, così da ridurre le perdite di calore per trasmissione.

Si sceglie di non applicare il cappotto sul prospetto sud, essendo questo prevalentemente occupato dal vano scala non riscaldato.

Con l'applicazione di uno strato di 12 cm di isolante ($\lambda=0.041 \text{ W/mK}$), il valore di trasmittanza termica della parete diminuisce da $1.09 \text{ W/m}^2\text{K}$ a $0.26 \text{ W/m}^2\text{K}$, valore inferiore al valore limite di trasmittanza per gli elementi verticali opachi ($0.34 \text{ W/m}^2\text{K}$) imposto dalla normativa attualmente in vigore nella Regione Emilia-Romagna.

d) Isolamento a cappotto sulle pareti orientate a Est, Ovest, Nord e Sud. Questo intervento di retrofit è molto simile a quello precedente, con l'unica differenza che in questo caso l'isolamento a cappotto si estende su tutti e quattro i prospetti, anche sul prospetto sud, in corrispondenza del vano scala.

e) Isolamento delle falde del tetto. Anche questo intervento, come i due precedenti (c, d) ha l'obiettivo di ridurre le perdite di calore per trasmissione. L'intervento consiste nell'applicazione uno strato di isolamento termico nelle falde del tetto. Con 6 cm di materiale isolante ($\lambda=0.041 \text{ W/mK}$) il valore di trasmittanza termica della parete diminuisce da $0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ a $0.29 \text{ W/m}^2\text{K}$. Il valore ottenuto è inferiore a quello limite per gli elementi orizzontali opachi ($0.30 \text{ W/m}^2\text{K}$) imposto dalla normativa attualmente in vigore nella Regione Emilia-Romagna.

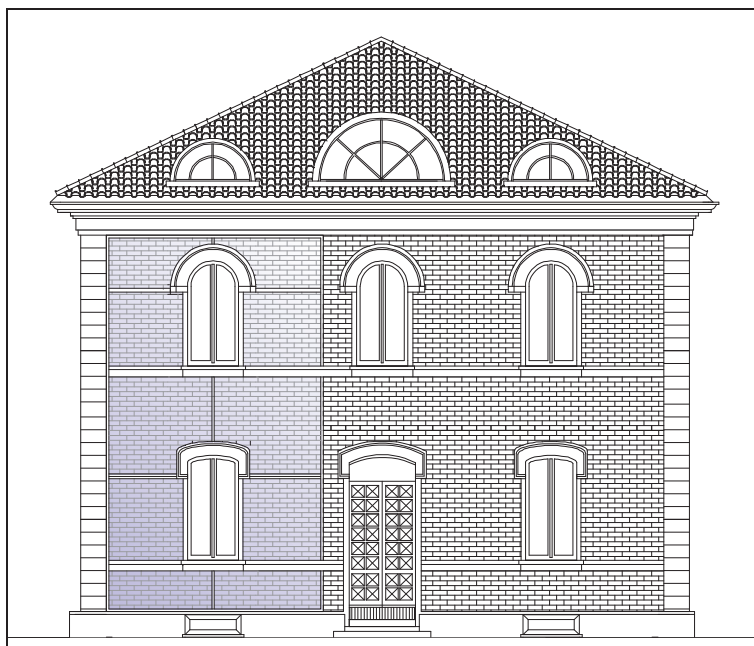


Figura 6 – Caso di studio – Strategie a) + b) Prospetto sud con abbaini e muro a effetto serra.

2.3.3. Discussione dei risultati

Per ogni intervento di retrofit proposto si calcola il fabbisogno di energia per il riscaldamento invernale e il raffrescamento estivo. In Tabella I si riportano le dispersioni di energia termica, gli apporti solari e il fabbisogno di energia termica per il riscaldamento e il raffrescamento. Inoltre per ogni risultato si riporta la differenza percentuale rispetto alle condizioni esistenti.

Stagione di riscaldamento. I risultati mostrano che con gli interventi di retrofit proposti (a) e (b) (apertura di tre abbaini sul tetto, e muro a effetto serra) si ottiene un significativo aumento degli apporti solari. Anche se, grazie agli interventi di retrofit proposti, gli apporti solari aumentano rispettivamente del 22,2% e del 40,7%, il fabbisogno di energia annuale per il riscaldamento diminuisce solo del 2,1% e del 6,0% rispettivamente. Questo si verifica poiché nell'edificio, che è privo di isolamento termico, gli apporti solari sono molto bassi rispetto alle perdite di calore di trasmissione. È per questo motivo che sono stati suggeriti altri interventi, (c), (d) e (e), che mirano a ridurre le perdite di trasmissione di calore e conseguentemente il fabbisogno di energia per il riscaldamento. Con questi interventi, ossia

l'isolamento a cappotto su tre lati dell'edificio (c) e su tutti e quattro i lati dell'edificio (d), si ottiene una riduzione significativa del fabbisogno energetico annuale per il riscaldamento che scende da 49391.1 kWh/anno a 35498.7 kWh/anno con l'intervento (c) e a 33081.1 kWh/anno con l'intervento (d). Per migliorare ulteriormente le performance energetiche, riducendo le perdite di calore per trasmissione e aumentando gli apporti solari, gli interventi di retrofit proposti possono essere combinati insieme. I risultati degli interventi combinati sono mostrati sempre in Tabella I. La migliore prestazione, data da una riduzione del fabbisogno energetico del 39%, si ottiene combinando quattro interventi: l'apertura degli abbaini, il muro a effetto serra, l'isolamento a cappotto di tutte le facciate e delle falde del tetto (a+b+c+e). Buoni risultati vengono ottenuti anche combinando l'apertura degli abbaini e l'isolamento termico delle facciate (35,5%) (a+d) e del tetto (38,2%) (a+d+e).

Occorre osservare che le strategie proposte sarebbero potute risultare ancora più efficaci se l'edificio fosse stato orientato diversamente. Infatti, così come è orientato l'edificio, con il vano scala orientato a Sud, risulta limitata la possibilità di sfruttare pienamente gli apporti solari. Ad esempio, se il vano scala fosse rivolto a Nord, esso potrebbe comunque esercitare una funzione di spazio tampone riducendo le perdite di calore per trasmissione, ma allo stesso tempo si potrebbe estendere il muro a effetto serra su tutta la facciata Sud.

Stagione di raffrescamento. I risultati in Tabella I mostrano che con ciascuno dei retrofit suggeriti, il fabbisogno di energia termica per il raffrescamento dell'edificio aumenta considerevolmente. Nonostante l'aumento percentuale considerevole, il fabbisogno di energia rimane comunque basso. Per esempio, la D.G.R. della Regione Emilia-Romagna, per i nuovi edifici residenziali, fissa un limite per il fabbisogno di energia per il raffrescamento di 30 kWh/m²anno; Nel caso peggiore, ossia con la combinazione di tutti gli interventi (a+b+d+e) il fabbisogno di energia termica, EP_{cool} , risulta solamente pari a 18.4 kWh/m²anno.

Sempre la D.G.R. di Regione Emilia Romagna, introduce una classificazione basata sul fabbisogno energetico per il periodo di raffrescamento. Secondo questa classificazione, l'edificio, in seguito a ciascuno degli interventi di retrofit, risulta sempre nella prima classe, corrispondente a condizioni molto buone ($EP_{cool} < 10$ kWh/m²anno); anche quando si combinano tra loro le azioni di retrofit, l'edificio risulta nella seconda classe, corrispondente a buone condizioni ($EP_{cool} < 20$ kWh/m²anno).

Infine, a titolo indicativo, sono state calcolati i valori di temperatura interna massima mensile, bilanciando le perdite di calore per trasmissione e

ventilazione e gli apporti (Tabella I). La temperatura massima, ottenuta per la combinazione (a+b+d+e), risulta pari a 30.0° C. A questa combinazione di retrofit corrisponde anche il periodo di raffrescamento più lungo che si estende dal 1 giugno al 15 settembre.

Tabella I – Confronto tra gli interventi di retrofit proposti (in parentesi la differenza percentuale rispetto alle condizioni esistenti).

	Perdite di energia termica (kWh/anno)	Apporti solari (kWh/anno)	Fabbisogno di energia periodo invernale (kWh/anno)	Fabbisogno di energia periodo estivo (kWh/anno)	Temp. Max. mensile (°C)
Stato di fatto	56223.9	4910.1	49391.1	996.8	27.0
a)	56279.9 (+0.1%)	5997.8 (+22.2%)	48378.0 (-2.1%)	1843.0 (+84.9%)	27.6
b)	55197.5 (-1.8%)	6908.6 (+40.7)	46414.7 (-6.0%)	1846.8 (+85.3%)	27.6
c)	42362.6 (-24.7%)	4935.6 (+0.5%)	35498.7 (-28.1%)	2031.9 (+103.8%)	27.9
d)	40026.6 (-28.8%)	5017.3 (+2.2%)	33081.1 (-33.0%)	2316.9 (+132.4%)	28.2
e)	54907.0 (-2.3%)	4915.0 (+0.1%)	48068.7 (-2.7%)	1046.6 (+5.0%)	27.0
a)+b)	55253.5 (-1.7%)	7996.3 (+62.9%)	45412.5 (-8.1%)	2912.0 (+192.1%)	28.3
a)+b)+ c)	41360.7 (-26.4%)	8084.4 (+64.6%)	31427.2 (-36.4%)	4708.5 (+372.4%)	29.8
a)+b)+ c)+e)	40071.5 (-28.7%)	8095.7 (+64.9%)	30125.8 (-39.0%)	4937.2 (+395.3%)	30.0
a)+d)	40112.1 (-28.7%)	6366.4 (+29.7%)	31840.7 (-35.5%)	3878.0 (+289.0%)	29.4
a)+d)+ e)	38816.0 (-31.0%)	6382.0 (+30.0%)	30528.2 (-38.2%)	4099.8 (+311.3%)	29.6

2.4 EDIFICIO DI NUOVA COSTRUZIONE

Il complesso edilizio oggetto di studio è costituito da due edifici (A1 e A2) a uso terziario, progettati per l'appalto concorso per il centro direzionale del quartiere espositivo di Fiera Milano a Rho, nel giugno 2008. Il progetto architettonico è di Boeri Studio, mentre quello impiantistico è di V. Brocajoli.

Morfologicamente gli edifici oggetto dell'intervento presentano un aspetto fortemente vincolato dalla geometria del lotto e dai vincoli imposti dalla metropolitana, che consentono solamente sviluppi in direzione Nord-Sud. In Figura 7 l'inquadramento generale dei due edifici nel lotto.

Le scelte architettoniche relative ai materiali sono innanzitutto legate al rivestimento di facciata, composto da pannelli opachi e lastre di vetro trasparente o serigrafato. Il disegno è unitario e la trama scelta privilegia le linee verticali. Altro elemento architettonicamente caratterizzante è dato dalla forma dell'edificio, caratterizzata da pareti con inclinazione superiore alla verticale. In Figura 8 è mostrata una viste assonometrica dei due edifici. Gli edifici sono stati progettati così da ricadere in Classe A ai sensi della DGR n. 8/5018 del 2007 "Disposizioni inerenti all'efficienza energetica in edilizia" e smi.

Volendo realizzare un edificio "virtuoso" dal punto di vista energetico, la prima scelta è stata volta a introdurre nell'edificio elementi di architettura passiva e bioclimatica. Grazie a diverse strategie progettuali, i corpi edilizi sono concepiti in modo tale che la loro stessa forma, l'orientamento, i materiali utilizzati e l'organizzazione degli spazi interni permettano di evitare fenomeni di surriscaldamento estivo, pur consentendo di sfruttare gli apporti solari nel periodo invernale.

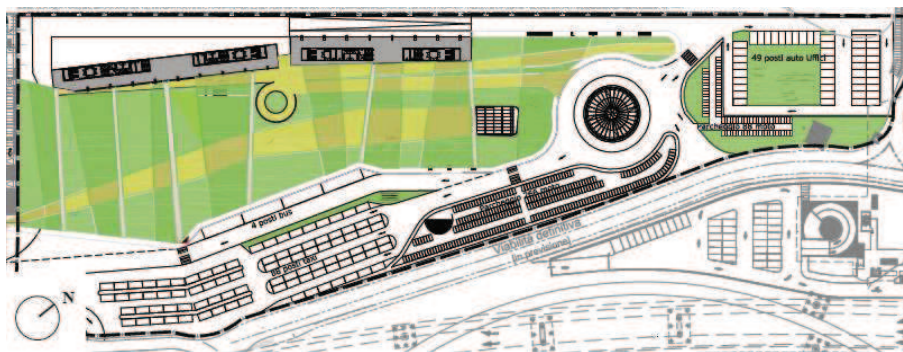


Figura 7 – Caso di studio – Inquadramento generale nel lotto.



Figura 8 – Caso di studio – Vista assometrica del complesso edilizio.

2.4.1 Le strategie

Orientamento. A causa dei vincoli sulla geometria del lotto, il complesso edilizio si sviluppa in direzione Nord-Sud. Inoltre i due edifici presentano orientamenti apprezzabilmente diversi fra loro e per questo sono stati risolti in maniera differente. L'asse dell'edificio A1 è infatti orientato di 21° Nord-Est, mentre quello dell'edificio A2 di 27° Nord-Est. In Figura 9 è riportato uno schema delle piante con gli orientamenti dei singoli prospetti dei due edifici. Stante l'allineamento Nord-Sud, i due corpi di fabbrica prevedono un unico affacciamento degli uffici, mentre l'affacciamento opposto a quello principale è destinato a ospitare i vani di servizio (scale, ascensori, bagni ecc.). In questo modo i vani di servizio funzionano da locali “cuscinetto” proteggendo gli uffici dagli apporti solari nel periodo estivo e limitando le dispersioni nel periodo invernale.

Considerando il diverso orientamento dei due edifici, si prevede per l'edificio A1 l'affacciamento degli uffici rivolto all'autostrada (Est), per l'edificio A2 invece, rivolto alla Fiera (Ovest). In Figura 9 è riportato lo schema funzionale dei due edifici.

La scelta di posizionare gli uffici su uno solo dei prospetti offre un altro significativo beneficio; nelle stagioni intermedie (primavera, autunno) i due edifici non sono soggetti alle inversioni di carico termico che si riscontrerebbero se entrambe le facciate ospitassero uffici. Tale effetto richiederebbe il contemporaneo funzionamento degli impianti di riscaldamento e di raffrescamento, con aumento dei costi di climatizzazione, in questo caso evitato.

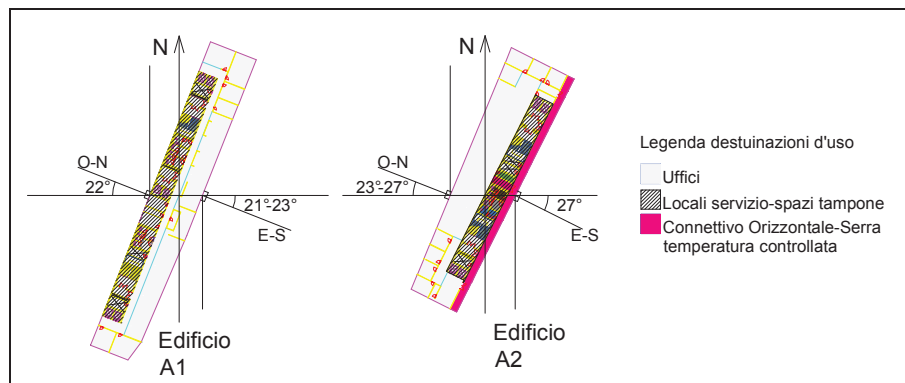


Figura 9 – Caso di studio – Orientamento prospetti e schema distributivo.

Forma. Così come richiesto dalle disposizioni legislative vigenti, nella progettazione dei due edifici è posta particolare attenzione alla limitazione degli apporti di calore per irraggiamento solare nel periodo estivo. Essendo l'asse principale dei due edifici orientato in direzione Nord-Sud, ne consegue che i prospetti principali, esposti a Est e Ovest, possono essere responsabili di un eccessivo surriscaldamento estivo. Si è visto come i vani servizio, funzionando da locali "cuscinetto", consentono di proteggere gli uffici dagli apporti solari nel periodo estivo. In particolare nell'edificio A1 i vani servizio proteggono la facciata esposta a Ovest, nell'edificio A2 quella esposta a Est. Per proteggere i restanti due prospetti si sceglie di agire sulla forma dell'edificio. Nell'Edificio A1 la facciata Est, su cui si affacciano gli uffici, si compone di diversi spicchi inclinati rispetto alle verticale, così come la facciata Ovest dell'edificio A2 (Figura 10). Questa inclinazione della parete fa sì che l'irradiazione solare incidente sulla superficie nei mesi estivi sia sensibilmente inferiore a quella che inciderebbe su una parete verticale. A riprova di questo, si calcola l'irradiazione solare incidente sulle superfici inclinate dell'edificio A1 nel periodo estivo, che risulta essere pari a 2331860 kWh/anno. Se le pareti fossero verticali si avrebbe una irradiazione solare pari a 2639730 kWh/anno. Lavorando sulla sola forma della parete si ottiene una diminuzione degli apporti solari superiore al 13%.

Allo stesso modo, per l'Edificio A2, le pareti inclinate del prospetto Ovest consentono di ridurre l'irradiazione solare incidente del 4.2% rispetto a quella incidente sulle stesse pareti qualora fossero a giacitura verticale. Rispetto all'Edificio A1 si ottiene una diminuzione meno rilevante; si tenga presente che l'irraggiamento solare su questa facciata è minore di quello della corrispondente nell'Edificio A1 in quanto l'Edificio A2 è ruotato verso Nord di qualche grado.

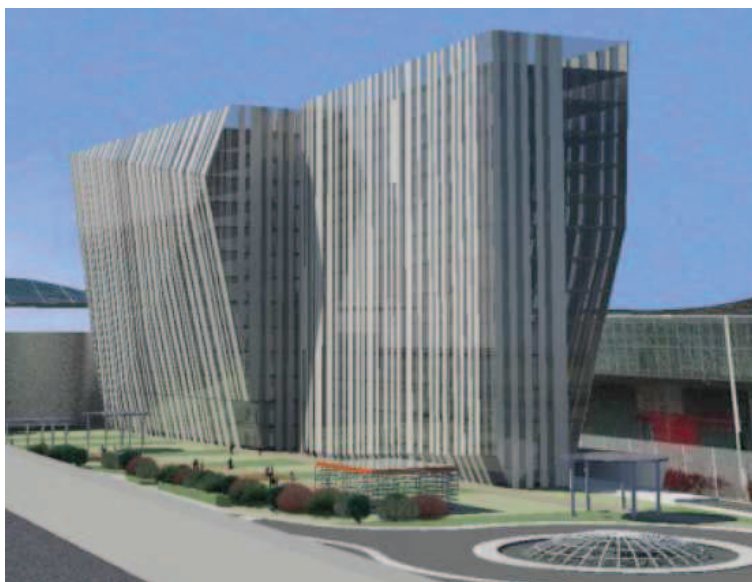


Figura 10 – Caso di studio – Forma: pareti inclinate..

È evidente che l'ottimizzazione della forma e dell'organizzazione degli spazi interni al fine del controllo del surriscaldamento estivo comporta diversi vantaggi rispetto alla presenza di elementi ombreggianti esterni. In primo luogo, la forma degli edifici permette di contenere la temperatura interna degli ambienti e di limitare i fabbisogni energetici per la climatizzazione nel periodo estivo senza limitare gli apporti solari del periodo invernale al contrario dei dispositivi ombreggianti permanenti. In secondo luogo, l'assenza di schermature esterne permette un maggiore sfruttamento della luce naturale all'interno degli edifici e un conseguente risparmio di energia elettrica.

Involucro. L'involucro degli edifici assume un ruolo importante per garantire elevate prestazioni energetiche. Le scelte architettoniche hanno condotto a un involucro completamente rivestito in vetro, costituito da tre diverse tipologie di superfici: vetro a elevata trasparenza, per garantire i livelli di illuminamento sui piani di lavoro, vetro serigrafato, per fornire quantità di luce diffusa, ma con bassi livelli di trasmissione della radiazione solare, vetro reso opaco grazie all'isolamento termico.

La trasmittanza delle pareti opache è pari a $0.3 \text{ W/m}^{2\circ\text{C}}$, mentre quella delle pareti trasparenti e serigrafate è pari a $1.1 \text{ W/m}^{2\circ\text{C}}$. Tali valori sono indispensabili per raggiungere la Classe energetica A e sensibilmente inferiori a quelli di riferimento forniti dal DLgs 192/2005 e smi.

Sempre per limitare il fabbisogno di energia primaria, la copertura dell'edificio, così come il solaio di piano terra, sono fortemente isolati termicamente assumendo valori di trasmittanza pari $0.3 \text{ W/m}^2\text{°C}$. Anche per le pareti che separano gli ambienti riscaldati da quelli non riscaldati (ascensori e cavedi) è stata prestata particolare attenzione all'isolamento termico. Per esse infatti sono previsti valori di trasmittanza pari a $0.44 \text{ W/m}^2\text{K}$ per l'Edificio A1 e $0.34 \text{ W/m}^2\text{K}$ per l'Edificio A2.

Infine per limitare ulteriormente le dispersioni termiche per trasmissione sono state isolate termicamente anche le pareti opache di separazione degli ambienti non riscaldati verso l'esterno, che assumono valori di trasmittanza pari a $0.8 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Per contenere gli apporti solari nel periodo estivo, per entrambi gli edifici, sono previsti tripli vetri selettivi che possiedono una trasmittanza per l'energia solare pari a 0.34 per i vetri trasparenti e 0.17 per quelli serigrafati, secondo quanto dichiarato dal costruttore. Tali valori sono particolarmente bassi rispetto a quelli di riferimento forniti dal DUO 13 dicembre 2007 n.15833, che per tripli vetri selettivi prevede una trasmittanza per energia solare pari a 0.53.

Sempre per limitare il fenomeno del surriscaldamento estivo, nel prospetto Est dell'edificio A1, su cui si affacciano gli uffici, la percentuale di superficie vetrata trasparente sul totale della parete è limitata al 27%; allo stesso modo per l'edificio A2, la superficie vetrata del prospetto Ovest su cui si affacciano gli uffici è pari al 26%.

Essendo l'involucro completamente in vetro, per evitare eventuali problemi di abbagliamento sono previste tende a rullo *filtravetro* all'interno dell'edificio in corrispondenza delle pareti vetrate che, grazie a un sistema motorizzato e automatizzato, permettono un controllo e una gestione "intelligente" dell'illuminazione naturale degli uffici.

Serra solare. Le serre solari esercitano una duplice funzione: riducono le dispersioni di calore attraverso la parete cui sono addossate e captano la radiazione solare incrementando gli apporti solari gratuiti.

Nel complesso edilizio sono progettate due serre solari. Nell'Edificio A1, si è ricavata una serra solare al piano terra in prossimità dell'atrio. Essa si affaccia sul prospetto Est e si sviluppa su una doppia altezza. Lo spazio adibito a serra solare non è destinato ad alcuna destinazione d'uso ma svolge la sola funzione di sistema solare passivo. Per l'edificio A2 si sceglie invece di sfruttare come serra solare lo spazio connettivo adiacente alla facciata Est di tutti i piani.

Nel periodo invernale la presenza della serra solare dell'edificio A2 consente di ridurre il fabbisogno energetico per il riscaldamento del 13.6%. Tale riduzione è dovuta alle dispersioni per trasmissione e ventilazione che

diminuiscono del 9.6%; al contrario gli apporti solari risulterebbero maggiori del 3% se non vi fosse la serra.

Nel periodo estivo la presenza dello spazio connettivo su tutti piani lungo il prospetto Est fornisce un contributo significativo per il controllo del surriscaldamento; tale spazio permette infatti di contenere gli apporti solari del 37.3% rispetto a quelli trasmessi attraverso le superfici opache e trasparenti del prospetto Est, qualora non vi fosse la serra solare.

Le serre solari solitamente sono spazi non termicamente controllati, per questo motivo l'andamento della temperatura dell'aria risulta estremamente diversificato dipendendo dalle condizioni climatiche esterne, dall'orientamento, dalle dimensioni, dalle caratteristiche della superficie trasparente e da quelle della parete a cui la serra è addossata. Inoltre se non sufficientemente ventilate, le serre sono facilmente soggette a surriscaldamento nel periodo estivo. Per garantire il benessere ambientale anche nelle condizioni più sfavorevoli, nella serra dell'edificio A2, essendo adibita a spazio connettivo, si predispone un impianto ausiliario di riscaldamento e di trattamento dell'aria. Inoltre è previsto che l'aria di rinnovo per gli uffici venga prelevata dalla serra a una temperatura più elevata rispetto a quella esterna così da limitare le dispersioni per ventilazione.

2.4.2 Le prestazioni energetiche

Il complesso edilizio è stato progettato così da ricadere in Classe A ai sensi della DGR n. 8/5018 del 2007. A tale fine l'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale, EP_H , per ciascuno dei due edifici deve risultare inferiore a 6 kWh/m³anno, trattandosi di edifici destinati prevalentemente a uffici, collocati nella zona climatica E. Tale valore limite di fabbisogno di energia primaria per la sola climatizzazione invernale è da intendersi come somma delle quantità di energia primaria mensili in ingresso al sistema di generazione di riscaldamento e delle quantità di energia primaria mensili in ingresso al sistema elettrico.

L'Edificio A1 vede per i Gradi Giorno della località in esame e per il fattore di forma S/V dell'edificio un EP_H limite pari a 12.11 kWh/m³anno; il valore raggiunto dall' EP_H per questo edificio è invece pari a 4.98 kWh/m³anno, con un risparmio di 429180 kWh/anno, pari a 36.7 tep o anche a 44706 Sm³ di gas naturale.

All'Edificio A2 corrisponde un EP_H limite pari a 12.17 kWh/m³anno; il valore raggiunto dall' EP_H per questo edificio è invece pari a 5.69 kWh/m³anno, con un risparmio di 275512 kWh/anno, pari a 23.6 tep o anche a 28699 Sm³ di gas naturale. I principali dati relativi al complesso edilizio e alle sue prestazioni energetiche sono riportati in Tabella II.

Tabella II - Dati principali relativi al complesso edilizio e alle sue prestazioni energetiche.

EDIFICIO	A1	A2
Gradi giorno	2404	2404
A (m ²)	12400	8600
V _L (m ³)	60200	42550
S/V (-)	0.27	0.29
Q _{EPH} (kWh/anno)	299820	242314
$\eta_{gH,yr}$ (%)	82.8	82.4
EP _H (kWh/m ³ anno)	4.98	5.69
Classe energetica	A	A
Fabbisogno combustibile (Sm ³)	31231	25241
Fabbisogno energia elettrica (kWh)	48739	40125
Emissioni CO ₂ (kg CO _{2,eq})	59904	48414

2.5 RIFLESSIONI CONCLUSIVE

Nel recupero energetico degli edifici esistenti e nella progettazione di edifici "virtuosi" dal punto di vista energetico, un ruolo rilevante può essere assunto dagli elementi di architettura passiva e bioclimatica, utili sia a ridurre le dispersioni, sia a ottimizzare gli apporti solari. La maggior parte dei sistemi passivi, per garantire buone prestazioni, necessita di opportune condizioni, come ad esempio ampie superficie esposte a Sud. La presenza di vincoli morfologici, urbanistici ed architettonici, sia sugli edifici esistenti che sugli edifici di nuova costruzione, non sempre rende semplice ed efficace l'applicazione di tali sistemi.

In letteratura si trovano diversi esempi di applicazioni di sistemi solari passivi in presenza di condizioni "non ideali"; al proposito al Par. 2.3 è riportata una breve rassegna.

In questa Sezione sono stati analizzati due casi di studio, un edificio residenziale esistente situato a Ferrara e due edifici di nuova costruzione a uso terziario, progettati per l'appalto concorso per il centro direzionale del quartiere espositivo di Fiera Milano a Rho. Per entrambi i casi di studio, che risultano vincolati uno dalla morfologia e dal valore architettonico, l'altro dalla geometria del lotto, sono state proposte tecniche solari passive e di architettura bioclimatica per ottenere migliori prestazioni energetiche.

Per l'edificio esistente situato a Ferrara le strategie di retrofit pensate per aumentare gli apporti solari sono: abbaini sul tetto in corrispondenza del vano scala e un muro a effetto serra su parte della facciata sud, accanto ai locali riscaldati. I risultati mostrano che, con queste strategie, si ottengono

significativi aumenti degli apporti solari, anche se la corrispondente riduzione del fabbisogno energetico annuale per il riscaldamento non risulta altrettanto significativa. Questo avviene perché per questo edificio, gli apporti solari sono molto ridotti rispetto alle perdite di calore per trasmissione e di conseguenza anche un aumento considerevole degli apporti gratuiti in termini assoluti, può risultare poco significativo sulla riduzione del fabbisogno energetico in termini percentuali. Questo comporta che negli edifici esistenti scarsamente isolati o non isolati, il risparmio energetico ottenibile grazie all'applicazione di elementi solari passivi può risultare basso in termini percentuali, e quindi non molto apprezzabile. Per questo motivo, altri interventi di retrofit volti a ridurre le perdite di calore e conseguentemente il fabbisogno di energia per il riscaldamento, sembrano essere più efficaci. Con queste azioni, come ad esempio, l'applicazione di uno strato di isolante nelle facciate e nel tetto, si ottiene una riduzione più significativa del fabbisogno energetico. Tuttavia, per questi edifici di pregio, non è sempre possibile intervenire con soluzioni tradizionali come l'isolamento a cappotto, ma è possibile far ricorso a un ampio spettro di soluzioni solari passive, magari non altrettanto efficaci ma che consentono di migliorare le performance energetiche nel rispetto dei vincoli e dello stile architettonico.

Nel complesso edilizio, ad uso terziario, di nuova costruzione, il controllo passivo dei carichi termici ottenuto grazie all'orientamento e alla forma degli edifici, alla distribuzione dei locali (servizi e collegamenti concentrati da un lato e connettivo con serra solare) e ai materiali impiegati, ha consentito scelte architettoniche importanti con limitata ricaduta sul fabbisogno di energia primaria degli impianti. Nel periodo invernale, il fabbisogno di energia per il riscaldamento è limitato grazie all'involucro fortemente isolato termicamente e grazie ai vani servizio che disposti sul lato Ovest dell'edificio A1 e su quello Est dell'edificio A2 che funzionano da locali "cuscinetto" limitando le dispersioni. Nel periodo estivo i vani di servizio contribuiscono anche a evitare fenomeni di surriscaldamento degli ambienti interni. Inoltre i fabbisogni energetici per la climatizzazione estiva sono limitati grazie all'inclinazione della parete Est dell'edificio A1 e della parete Ovest dell'edificio A2. L'inclinazione delle pareti fa sì che l'irradiazione solare incidente sulla superficie nei mesi estivi sia sensibilmente inferiore a quella che inciderebbe su una superficie verticale. Agire sulla forma dell'edificio invece di utilizzare dei dispositivi ombreggianti permanenti permette di non limitare gli apporti solari del periodo invernale e di sfruttare maggiormente la luce naturale all'interno degli edifici con conseguente risparmio di energia elettrica per l'illuminazione. Sempre per contenere gli apporti solari nel periodo estivo, per entrambi gli edifici, sono previsti tripli vetri selettivi e una

percentuale limitata di superficie vetrata trasparente sul totale della parete per i prospetti Est e Ovest su cui si affacciano gli uffici.

Alla luce dei risultati ottenuti si può dunque affermare che il complesso edilizio di nuova costruzione costituisce un esempio significativo di come la progettazione integrata conforme ai principi dell'architettura bioclimatica e l'utilizzo di sistemi solari passivi consentano di ottenere elevate prestazioni energetiche nonostante la presenza di vincoli morfologici e urbanistici.

2.6 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- Balcomb J. D., *Passive solar Design Handbook*, National Technical Information Service, Vol. I, II, III, Springfield, USA, 1980-1982.
- Balcomb J. D., *Passive solar research and practice*, Energy and buildings, Vol. 7, pp. 281-295, 1984.
- Ballestini G., De Carli M., Masiero N., Tombola G., Possibilities and limitations of natural ventilation in restored industrial archaeology buildings with a double-skin façade in Mediterranean climates, *Building and Environment*, Vol. 40, pp. 983-995, 2005.
- Castleton H.F., Stovin B., Beck S.B.M., Davinson J.B., Green roofs, building energy savings and the potential for retrofit, *Energy and Building*, Vol. 42, pp. 1582-1591, 2010
- Ferrante A., Mihalakakou G., The influence of water, green and selected passive techniques on the rehabilitation of historical industrial buildings in urban areas, *Solar Energy*, Vol. 70, pp. 245-253, 2001.
- Garcia-Hansen V., Esteves A., Pattini A., Passive solar systems for heating, daylighting and ventilation for rooms without an equator-facing façade, *Renewable Energy*, Vol. 26, pp. 91-111, 2002.
- Givoni B., Characteristics, design implications, and applicability of passive solar heating systems for buildings, *Solar Energy*, Vol. 47, pp. 425-435, 1991.
- Hay H., Atscadero Residence, Proceedings of the passive solar heating and cooling conference and workshop, Albuquerque, New Mexico, pp.101-107, 1976.
- Hestnes A.G., Kofoed N.U., Effective retrofitting scenarios for energy efficiency and comfort: results of the design and evaluation activities within the OFFICE project, *Building and Environment*, Vol. 37, pp. 569-574, 2002.
- Lebens R., *Passive solar Heating design*, Applied Science Publisher, 1980.
- Mathur J., Anupma, Mathur S., Experimental investigations on four different types of solar chimneys, *Advances in Energy Research*, pp.151-156,

2006.

Mattarelli A., Piva S., Solar passive elements in buildings of architectural value, Atti del 48° Convegno Internazionale AICARR, Baveno, Settembre 2011.

Mattarelli A., Piva S., Sistemi solari passivi: Strumenti di valutazione energetica ed esempi applicativi, Tesi di Laurea Specialistica, Università di Ferrara, 2008.

Mazria E., The Passive Solar Energy Book, Roadle Press, Emmaus, 1979.

Raoust M., Claux P., Gilles R., Pessa A., Franca J.P., *Methodes 5000*, Pyc édition, 1982.

Ratti C., Baker N.m, Steemers K., Energy consumption and urban texture, *Energy and buildings*, Vol. 37, pp. 762-776, 2005.

Saleh M.A., Kaseb S., El-Refaie M.F., Glass-azimuth modification to reform direct solar heat gain, *Building and Environment*, Vol. 39, pp. 653-659, 2004.

Santamouris M. Pavlou C., Doukas P., Mihalakakou G., Synnefa A., Hatzibiros A., Patargias P., Investigating and analysing the energy and environmental performance of an experimental green roof system installed in a nursery school building in Athens, Greece, *Energy*, Vol. 32, pp. 1781-1788, 2007.

Stourna Trianti E., Santamouris M.I., Vallindras M., Passive solar strategies in retrofitting design – The case of a historic building in Athens, Greece, *Solar & Wind Technology*, Vol. 3, pp. 1-11, 1986.

Tombazis A. N., Preuss S. A., Design of passive solar building in urban areas, *Solar Energy*, vol.70, No.3, pp.311-318, 2001.

Trombe F., Le chauffage par rayonnement solaire, *Techniques Francaise, Batiments, Travaux Publics, Urbanisme*, (1), 1973.

Wilkinson S., Reed R., Green roof retrofit potential in the central business district, *Property Management*, Vol. 27, pp. 284-301, 2009.

Yilmaz Z., Kundakci A.B., An approach for energy conscious renovation of residential building in Istanbul by Trombe wall system, *Building and Environment*, Vol. 43, pp. 508-517, 2008.

Riferimenti Legislativi e Normativi

Deliberazione della Giunta Regionale n. 8/5018 del 26 giugno 2007, Determinazioni inerenti la certificazione energetica degli edifici, in attuazione del D.Lgs. 192/2005 e degli art. 9 e 25 della LR 24/2006, 3° S. S. del Bollettino Ufficiale della Regione Lombardia del 20 luglio 2007.

D.Lgs. n. 192 del 19 agosto 2005, Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico degli edifici, S. O. Gazzetta Ufficiale

n. 222 del 23 settembre 2005.

Decreto n. 15833 del 13 dicembre 2007, Aggiornamento della procedura di calcolo per predisporre l'attestato di certificazione energetica degli edifici, previsto con DGR 5018/2007 e successive modifiche ed integrazioni

UNI TS 11300-1 Prestazioni energetiche degli edifici:2008. Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale.

UNI EN ISO 13790:2008. Prestazione energetica degli edifici. Calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento e raffrescamento.

SEZIONE 3

ESPERIENZE SUL RUOLO DEL SISTEMA IMPIANTO Modelli di calcolo per l'analisi dei GDC

	Indice
PREMESSA	42
CAPITOLO 1 – BILANCIO DI ENERGIA PER I GDC	
1.1 Introduzione	45
1.2 Bilancio di energia di un GDC	48
1.2.1 Energia prodotta dalla combustione	50
1.2.2 Energia richiesta dagli ausiliari	51
1.2.3 Energia in uscita diretta al sottosistema di distribuzione	53
1.2.4 Perdite di energia	54
1.2.5 Energia dispersa (recuperata) in ambiente dagli ausiliari	57
1.3 Nomenclatura	59
CAPITOLO 2 – RECUPERO DEL CALORE LATENTE NEI GDC A CONDENSAZIONE	
2.1 Introduzione	61
2.2 Cenni sui GDC a condensazione	62
2.2.1 Generalità	62
2.2.2 Stechiometria	63
2.2.3 Eccesso d'aria	65
2.2.4 Temperatura di scarico dei fumi e temperatura dell'acqua di ritorno del GDC	68
2.3 Recupero di calore latente nei GDC a condensazione: modelli di calcolo	71
2.3.1 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC e quantità di condensato (combustione con aria secca)	71
2.3.2 Esempi di calcolo	75
2.3.3 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC e quantità di condensato (combustione con aria umida)	78
2.3.4 Esempi di calcolo	83
2.3.5 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC e quantità di condensato (combustione di un idrocarburo generico	

SEZIONE 3 ESPERIENZE SUL RUOLO DEL SISTEMA IMPIANTO

con aria umida).....	88
2.3.6 Condensazione del vapore d'acqua contenuto nei prodotti della combustione di differenti combustibili gassosi.....	91
2.3.7 Esempi di calcolo.....	93
2.4 Riflessioni conclusive.....	98
2.5 Nomenclatura.....	99

CAPITOLO 3 – MODELLO DI CALCOLO PER LA DETERMINAZIONE DEL RECUPERO DI CALORE LATENTE NEI GDC A CONDENSAZIONE PROPOSTO DALLA UNI TS 11300-2

3.1 Introduzione.....	101
3.2 Modello di calcolo per la determinazione del recupero del calore latente proposto dalla UNI TS 11300-2.....	102
3.2.1 Vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione.....	104
3.2.2 Contenuto di vapore d'acqua nell'aria comburente in ingresso al GDC.....	106
3.2.3 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi in uscita dal GDC.....	110
3.2.4 Recupero del calore latente.....	113
3.3 Esempi di calcolo.....	114
3.3.1 Esempio 1.....	114
3.3.2 Esempio 2.....	117
3.4 Nomenclatura.....	119

CAPITOLO 4 – CONFRONTO TRA I MODELLI DI CALCOLO PROPOSTI DALLA UNI TS 11300-2 PER IL SOTTOSISTEMA DI GENERAZIONE

4.1 Introduzione.....	121
4.1.1 Rendimento medio stagionale e rendimento del sottosistema di generazione.....	123
4.2 Confronto tra i metodi.....	124
4.2.1 Metodologia.....	124
4.2.2 Calcolo delle perdite.....	125
4.2.3 Calcolo dell'energia ausiliaria.....	129
4.2.4 Calcolo dell'energia recuperabile.....	131
4.2.5 Energia in ingresso.....	132
4.2.6 Procedimento di calcolo.....	133
4.2.7 Dati in ingresso.....	137
4.3 Caso di studio.....	139
4.3.1 Dati in ingresso.....	140
4.3.2 Calcolo delle perdite.....	143
4.3.3 Energia ausiliaria.....	148

4.3.4 Energia recuperabile.....	149
4.3.5 Energia in ingresso.....	154
4.3.6 Rendimento del sottosistema di generazione e rendimento medio stagionale.....	155
4.4 Riflessioni conclusive.....	156
4.5 Nomenclatura.....	159
CAPITOLO 5 – EFFICIENZA DEL GDC E FABBISOGNO ENERGETICO DELL’EDIFICIO	
5.1 Introduzione.....	163
5.2 Relazione analitica tra rendimento del sottosistema di generazione e fabbisogno energetico dell’edificio.....	164
5.2.1 Metodo 1 della UNI TS 11300-2.....	165
5.2.2 Metodo 2 della UNI TS 11300-2.....	171
5.3 Casi di studio.....	174
5.3.1 Dati in ingresso relativi ai GDC.....	175
5.4 Analisi dei risultati.....	180
5.4.1 Analisi dei risultati relativi all’appartamento.....	180
5.4.2 Analisi dei risultati relativi al condominio.....	181
5.5 Considerazioni conclusive.....	187
5.6 Nomenclatura.....	189
CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE.....	191
BIBLIOGRAFIA.....	197

PREMESSA

Il tema affrontato concerne l'analisi dei generatori di calore a gas con particolare riferimento ai modelli di calcolo semplificati e agli aspetti normativi. Lo studio è nato con l'obiettivo di comprendere se e quanto, nei condomini con impianto di riscaldamento centralizzato, sia corretto utilizzare il rendimento di generazione dell'impianto centralizzato per la valutazione dell'indice di prestazione energetica della singola unità, ovvero quanto la variazione del fabbisogno energetico dovuta a un appartamento comporti variazioni significative del rendimento del generatore di calore. A tal fine sono state correlate efficienza e variazione di energia in uscita dal generatore di calore a partire dai due modelli matematici proposti dalla UNI TS 11300-2, per diversi tipi di generatore. Anticipando che l'andamento del rendimento di generazione al variare del carico è risultato significativamente diverso a seconda del metodo utilizzato, l'indagine è proseguita col confronto dei modelli di calcolo proposti dalla normativa sia a livello teorico sia quantitativo mediante l'applicazione a un caso di studio.

I contenuti della Sezione sono organizzati come di seguito.

Al Capitolo 1 si introduce il tema con una breve rassegna della letteratura dei principali progetti di ricerca e dei modelli di calcolo per l'analisi dei GDC, mettendo in rilievo quelle che sono le principali differenze tra i metodi di calcolo complessi e quelli semplificati. Segue un'analisi del bilancio di energia di un generico GDC, al fine di introdurre concetti utili alla comprensione dei metodi di calcolo proposti dalle normative.

Al Capitolo 2 si propone un modello di calcolo per determinare il contenuto di vapore d'acqua e la quantità di vapore d'acqua condensata nei fumi, al fine di valutare il recupero di calore latente di un GDC a condensazione. Le casistiche analizzate sono: combustione tra gas metano e aria secca, combustione tra gas metano e aria umida e combustione tra un generico idrocarburo e aria umida. Anche in questo, caso i modelli elaborati sono propedeutici alla comprensione dei modelli proposti dalle normative, con particolare riferimento al modello contenuto nel Metodo 2 della UNI TS 11300-2.

Al Capitolo 3 l'indagine prosegue con un'analisi del modello contenuto nel Metodo 2 della UNI TS 11300-2, per la determinazione del recupero di calore latente in un GDC a condensazione, anche alla luce delle considerazioni e dei modelli di calcolo elaborati nel Capitolo 2.

Nel Capitolo 4 vengono analizzati e confrontati i due metodi per il calcolo delle perdite del GDC previsti dalla UNI TS 11300-2 (Appendice B). Nello specifico, il confronto riguarda le procedure per il calcolo delle perdite, dell'energia elettrica assorbita dagli ausiliari, dell'energia recuperabile e dell'energia in ingresso al generatore di calore e i conseguenti rendimento del sottosistema di generazione e medio stagionale.

Infine al Capitolo 5 si analizza la relazione tra il rendimento del sottosistema di generazione, così come definito dalla UNI TS 11300-2, e il fabbisogno di energia in uscita dal GDC, per diverse tipologie di GDC. Tale relazione è ricavata per entrambi i modelli di calcolo proposti dalla UNI TS 11300-2 e applicata a un caso di studio.

CAPITOLO 1

Bilancio di energia per i generatori di calore

	Indice
1.1 Introduzione	45
1.2 Bilancio di energia di un GDC	48
1.2.1 Energia prodotta dalla combustione.....	50
1.2.2 Energia richiesta dagli ausiliari.....	51
1.2.3 Energia in uscita diretta al sottosistema di distribuzione.....	53
1.2.4 Perdite di energia.....	54
1.2.5 Energia dispersa (recuperata) in ambiente dagli ausiliari.....	57
1.3 Nomenclatura	59

1.1 INTRODUZIONE

Diversi sono i progetti di ricerca riguardanti le prestazioni energetiche dei Generatori Di Calore (GDC) sulla base dei quali sono stati sviluppati modelli di calcolo sia complessi sia semplificati. Si citano a titolo d'esempio il programma comunitario SAVE (Schweitzer, 1996) e il progetto Eco-design boilers (Kemma et al., 2007).

I modelli di calcolo complessi, generalmente implementati con programmi di calcolo di simulazione dinamica, possono analizzare il comportamento del solo GDC, di una parte di questo (ad es. la camera di combustione), oppure possono tenere in considerazione anche l'interazione del GDC con gli altri sottosistemi dell'impianto (regolazione, distribuzione, accumulo, emissione) e con il sistema edifico. I modelli di calcolo complessi generalmente vengono elaborati all'interno di progetti di ricerca finalizzati a individuare interventi e strategie per migliorare le prestazioni energetiche dei GDC e conseguentemente per ridurre i consumi di energia e le emissioni inquinanti. Spesso, a fianco dell'elaborazione dei modelli di calcolo dinamici, vengono portate avanti anche indagini di tipo sperimentale. Tali indagini sono finalizzate sia alla validazione dei modelli di calcolo, sia al reperimento di dati in ingresso affidabili e controllati.

In letteratura si trovano diverse esperienze di progetti di ricerca che hanno portato all'elaborazioni di modelli di calcolo complessi per simulare il

comportamento di GDC. Bonne et al. (1977) hanno elaborato un modello che simula le prestazioni in regime dinamico di un GDC al fine di individuare quali strategie siano più efficaci per migliorarne l'efficienza e conseguentemente per ridurre i consumi per il riscaldamento in edifici di tipo residenziale. Il modello matematico sviluppato, per essere applicato, richiede un numero limitato di dati in ingresso che, secondo gli Autori, possono essere facilmente ricavati sperimentalmente in campo, in fase di installazione.

Anche Crommelin e Ham (1986) hanno elaborato un modello matematico in regime dinamico per valutare le prestazioni energetiche di un edificio con un impianto di riscaldamento di tipo tradizionale e per individuare strategie efficaci per la riduzione dei consumi e per il miglioramento del comfort. A differenza del modello proposto da Bonne et al. (1977), in questo caso i dati in ingresso richiesti sono numerosi, anche se il modello permette di prevedere non solo gli effetti dovuti a modifiche sull'impianto, ma anche dovuti ad altri fattori, come ad esempio il comportamento degli occupanti.

Alle stesse finalità è indirizzata l'indagine di Peeters et al. (2008) che hanno analizzato quale strategia, tra quelle proposte, fosse più efficace per migliorare sia il rendimento del sottosistema di generazione sia il rendimento medio stagionale, con particolare riguardo ai sistemi di controllo e regolazione dell'impianto. Il modello utilizzato, implementato in TRNSYS, simula il comportamento sia dell'edificio sia dell'impianto (sottosistema di emissione, distribuzione regolazione e generazione). Le tipologie di GDC analizzati sono caldaie di piccola taglia a gas monostadio e modulanti e a condensazione. I dati in ingresso utilizzati, relativi al GDC, sono ricavati da indagini sperimentali.

Haller et al. (2009) hanno sviluppato un modello di calcolo per la simulazione di GDC alimentati da combustibili a olio, gas, pellet e cippato di legno, implementato nel programma di calcolo TRNSYS. Il modello è stato sviluppato su tre livelli. Nel primo livello è stata simulata la camera di combustione in regime stazionario; nel secondo è stato simulato l'andamento dei valori di temperatura e umidità dei fumi sempre in regime stazionario; nel terzo livello sono stati introdotti i transitori per tenere in considerazione gli effetti di inerzia termica. Gli Autori, basandosi su una rassegna dei modelli già sviluppati in ambiente TRNSYS, ritengono infatti che gli effetti di accumulo termico non possano essere trascurati se si vogliono simulare gli effetti della modulazione della potenza e dei cicli di accensione e spegnimento nella determinazione delle perdite dei GDC. Il modello proposto dagli Autori è stato validato con dati sperimentali.

I modelli matematici di tipo complesso sono dunque adatti se si vogliono

valutare le prestazioni reali dei GDC tenendo in considerazione aspetti peculiari quali ad esempio: i transitori nei cicli di accensione e spegnimento, gli effetti dell'accumulo termico, la variazione della potenza elettrica degli ausiliari, la variazione della temperatura dei fumi e del fluido termovettore, gli effetti dei sistemi di controllo e della modulazione della potenza, l'interazione con gli altri componenti dell'impianto e con il sistema edificio...

Al contrario, i modelli di calcolo basati su ipotesi semplificate non consentono di tenere in considerazione tutti questi aspetti e conseguentemente di ottenere risultati accurati e aderenti alla realtà come quelli ottenuti dai modelli di simulazione dinamica; tuttavia possono essere un utile strumento ad esempio nelle valutazioni di tipo comparativo. I modelli semplificati sono recepiti dalle normative per la valutazione delle prestazioni energetiche degli edifici, per la determinazione dei consumi di energia per il riscaldamento e per la produzione di ACS, per la determinazione del rendimento medio stagionale e così via. In questo ambito, infatti, oltre all'accuratezza del metodo sussistono altre esigenze, come la riproducibilità e il controllo dei risultati, una limitata onerosità di calcolo, la possibilità di utilizzare dati in ingresso tabulati o forniti dai costruttori, ecc...

Diversi sono i modelli di calcolo semplificati per l'analisi delle prestazioni dei GDC, reperibili in letteratura. Si citano ad esempio, Rosa e Tosato (1990) che hanno elaborato un modello semplificato, per la determinazione dei consumi e dell'efficienza stagionale per GDC a condensazione. Gli Autori ritengono che la relazione tra il carico e l'energia richiesta dal GDC non sia lineare; per questo motivo il modello richiede, come dati in ingresso, due curve sperimentali: l'efficienza a pieno carico e le perdite a bruciatore spento.

All'interno del programma comunitario SAVE è stato sviluppato il progetto "Annual Efficiency of Domestic Boilers" che ha visto l'elaborazione di un modello per il calcolo dell' "efficienza annuale" di un GDC. Tale modello, in seguito a una validazione sperimentale, è stato implementato in un software denominato "BOILSIM" (Koot et al., 1998; Accornero e Canci, 1999). L'"efficienza annuale" calcolata dal modello, vuole essere un parametro che, a differenza dei valori di efficienza forniti dai costruttori, consenta di caratterizzare la prestazione di un GDC nelle condizioni effettive di funzionamento, considerando anche l'interazione col sistema edificio.

Nel quadro normativo si segnalano i tre modelli semplificati previsti dalla normativa EN 15316-4-1. Tale norma è di riferimento per l'analisi dei sistemi di generazione per il riscaldamento, facente parte di una serie di norme sul metodo di calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti degli impianti di riscaldamento e di produzione di acqua calda sanitaria. Dei tre metodi

proposti dalla EN 15316-4-1 per il calcolo delle perdite di generazione di GDC con combustione a fiamma per combustibili liquidi e gassosi, due sono stati recepiti dalla Specifica Tecnica 11300-2. Essi sono:

- Metodo 1: metodo di calcolo basato sui rendimenti dichiarati ai sensi della Direttiva 92/42/CEE, corrispondente al 2° metodo della UNI EN 15316-4-1 (Case specific boiler efficiency method);
- Metodo 2: metodo di calcolo analitico, corrispondente al 3° metodo della UNI EN 15316-4-1 (Boiler cycling method).

Tali metodi sono analizzati e confrontati dettagliatamente nel Cap. 4.

1.2 BILANCIO DI ENERGIA DI UN GDC

Se si considera un generico GDC come un sistema aperto a più correnti, l'equazione di conservazione dell'energia, in termini di potenza, può essere scritta come:

$$\sum_{i=1}^N (h_i + e_{ci} + e_{pi}) Q_{mi} + \frac{\partial}{\partial t} \left[\int_V (\rho e) dV \right] = \frac{\delta Q}{dt} - \frac{\delta L}{dt} \quad (1)$$

I termini al secondo membro sono le quantità di energia scambiata nell'unità di tempo (e quindi le potenze scambiate) dal sistema con l'esterno sotto forma di calore e lavoro.

Nel primo membro dell'Eq.(1), il termine di derivata rispetto al tempo rende il problema di un livello di complicatezza non adatto ai metodi semplificati. Per semplificare l'Eq.(1) e ricavare un bilancio adatto a un metodo semplificato, si introduca l'ipotesi di regime pseudo-stazionario, in cui le grandezze risultano costanti nel tempo e i transitori vengono tenuti in considerazione mediante opportuni coefficienti, k_i , che fanno in modo che il processo sia energeticamente equivalente. Inoltre si trascurino le variazioni di energia cinetica e potenziale. In queste ipotesi l'Eq. (1) diventa:

$$\sum_{i=1}^N k_i h_i Q_{mi} = \frac{\delta Q}{dt} - \frac{\delta L}{dt} \quad (2)$$

Volendo esprimere l'equazione di conservazione dell'energia in termini di energia e non di potenza, l'Eq. (2) può essere integrata nel tempo:

$$\int \left(\sum_{i=1}^N k_i h_i Q_{mi} \right) dt = Q - L \quad (3)$$

A seconda della posizione del confine del sistema, il bilancio di energia

di un GDC, a partire dall'Eq.(3), può essere esplicitato in diverse relazioni. Con riferimento alla Fig.1, considerando il confine tratteggiato, il bilancio di energia del GDC può essere espresso dalla seguente equazione:

$$Q_{gn,in} + Q_{gn,aux,in} - Q_{gn,out} - Q_{gn,l,ch} - Q_{gn,l,env} - Q_{gn,aux,l} = 0 \quad (4)$$

dove:

- $Q_{gn,in}$ è l'energia prodotta dalla combustione;
- $Q_{gn,aux,in}$ è l'energia richiesta dagli ausiliari;
- $Q_{gn,out}$ è l'energia in uscita ceduta al fluido termovettore diretto al sottosistema di distribuzione;
- $Q_{gn,l,ch}$ è la perdita di energia al camino;
- $Q_{gn,l,env}$ è la perdita di energia al mantello;
- $Q_{gn,aux,l}$ è la perdita degli ausiliari verso l'ambiente di installazione.

L'ipotesi di regime pseudo-stazionario viene generalmente assunta valida per tutti i modelli di GDC di tipo semplificato. L'ipotesi di pseudo-stazionarietà è assunta valida per il tempo totale di attivazione del GDC che viene considerato come somma di due periodi: il tempo in cui il bruciatore è acceso, t_{on} , e quello in cui è spento, t_{off} :

$$t_{gn} = t_{on} + t_{off} \quad (5)$$

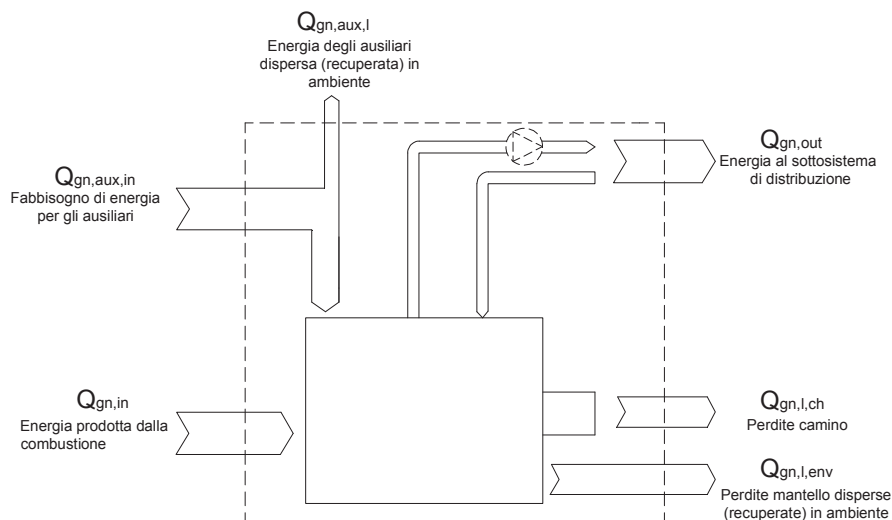


Figura 1 – Bilancio di energia per un GDC.

I transitori nelle fasi di accensione e spegnimento del bruciatore vengono inclusi nei due intervalli di tempo t_{on} e t_{off} , e gli effetti vengono tenuti in considerazione, ad esempio con opportuni coefficienti, facendo in modo che i processi siano energeticamente equivalenti.

Durante le fasi di accensione del bruciatore, la temperatura dell'acqua in mandata tende ad aumentare fino a un valore massimo impostato. Il fluido termovettore, cedendo calore all'ambiente per mezzo delle unità terminali, ritorna al GDC a una temperatura più bassa. Questo transitorio viene incluso nella quota parte t_{on} del tempo di attivazione del GDC.

Durante le fasi di spegnimento del bruciatore la temperatura dell'acqua in mandata tende a calare fino a portarsi a un valore limite pari alla temperatura ambiente. In questa fase continua a essere ceduta energia al sottosistema di distribuzione. Le perdite del GDC, al camino e al mantello, vengono considerate funzione della temperatura media dell'acqua nel GDC. Quando la temperatura dell'acqua di mandata risulta uguale a quella di ritorno, l'energia ceduta al fluido termovettore è nulla. L'energia ceduta dal GDC all'ambiente si annulla invece solo quando la temperatura di mandata, uguale a quella di ritorno, coincide con quella dell'ambiente. Questo transitorio viene incluso nella quota parte t_{off} del tempo di attivazione del GDC. Nelle fasi di accensione e spegnimento del bruciatore, oltre alle variazioni dei valori di temperatura del fluido termovettore, si verificano anche variazioni dei valori di temperatura e di portata dei fumi, e dei consumi di energia elettrica degli ausiliari.

Nell'ipotesi di regime pseudo-stazionario, queste variazioni sono tenute in considerazione facendo assumere alle grandezze opportuni valori medi che rimangono costanti nel tempo per i periodi di accensione del bruciatore, t_{on} , e di spegnimento, t_{off} .

Nell'ipotesi di pseudo-stazionarietà, per tenere in considerazione gli effetti dell'accumulo termico, vengono introdotti opportuni coefficienti correttivi da applicare ai termini di bilancio. Ad esempio il Metodo 2 della UNI TS 11300-2 introduce opportuni esponenti agenti sul fattore di carico nella formule per la determinazione delle perdite al camino a bruciatore acceso, spento e al mantello, (si veda il Par. 4.2.2 per un'analisi più approfondita).

Segue la descrizione dei singoli termini del bilancio.

1.2.1 Energia prodotta dalla combustione

L'energia prodotta dalla combustione in un GDC generico, è data dall'integrale nel tempo del prodotto tra la portata in massa del combustibile e il potere calorifico, per convenzione inferiore, dall'istante t_1 all'istante $t_1 + t_{on}$.

$$Q_{gn,in} = \int_{t_1}^{t_1+t_{on}} \dot{m}_{GAS}(t) H_i dt \quad (6)$$

Per i GDC nei quali la portata di gas rimane costante nel tempo l'Eq. (6) diventa:

$$Q_{gn,in} = \dot{m}_{GAS} H_i t_{on} \quad (7)$$

1.2.2 Energia richiesta dagli ausiliari

L'energia richiesta dall'ausiliario i-esimo è data dall'integrale nel tempo della potenza, dall'istante t_1 all'istante t_2 , dove la differenza tra t_2 e t_1 costituisce il tempo di accensione dell'ausiliario i-esimo:

$$Q_{gn,aux,in,i} = \int_{t_1}^{t_2} W_i(t) dt \quad (8)$$

Nell'ipotesi in cui la potenza sia costante nel tempo, l'Eq.(8) diventa:

$$Q_{gn,aux,in,i} = W_i \cdot t_{on,i} \quad (9)$$

I tempi di accensione degli ausiliari, $t_{on,i}$, possono essere tra loro differenti. Alcuni ausiliari rimangono sempre accesi (tempo di accensione di 24 h), altri rimangono accesi solo quando è in funzione il bruciatore. La valutazione del tempo di accensione di ciascun ausiliario non può essere fatta a priori, ma va valutata caso per caso a seconda della tipologia di GDC.

L'ampia casistica di GDC e dei relativi ausiliari rende complessa una schematizzazione rigorosa e completa. In prima analisi si considerano allora GDC con bruciatori di combustibili gassosi. Gli ausiliari più comunemente riscontrabili per questa tipologia di GDC sono: pompe di circolazione, pompe anticondensa, ventilatori di aria comburente, valvole di regolazione e schede elettroniche. I maggiori consumi sono imputabili alle pompe e ai ventilatori, mentre quelli relativi alle valvole di regolazione e alle schede elettroniche sono in genere più ridotti.

Le pompe di circolazione primaria sono organi predisposti per conferire al fluido termovettore l'energia necessaria per rimanere in circolazione nella rete di distribuzione. Tali pompe possono essere collocate sia all'interno del GDC, generalmente per GDC di piccola taglia, sia all'esterno, ossia lungo la rete di distribuzione, generalmente per GDC di media o grande taglia. Ai fini del bilancio energetico del GDC (Eq. (4)) si considerano solo le pompe di circolazione all'interno del sottosistema di generazione, in quanto quelle esterne vengono conteggiate come ausiliari del sottosistema di distribuzione.

Le pompe anticondensa hanno la funzione di garantire una determinata temperatura minima del fluido termovettore all'ingresso del GDC. Collegate a un sensore di temperatura situato nel tubo di ritorno, le pompe anticondensa assicurano una temperatura di ritorno di sicurezza indipendentemente dalla temperatura dell'acqua che ritorna dall'impianto. Generalmente la pompa anticondensa viene installata solo nei GDC di media e grande taglia.

Sia per la circolazione che per l'anticondensa, le pompe sono di tipo centrifugo.

Il tempo di accensione della pompa di circolazione dipende principalmente dalla taglia del GDC. Generalmente nei GDC di piccola taglia il tempo di accensione della pompa di circolazione coincide con il tempo di accensione del bruciatore. Per i GDC di taglie più grandi solitamente la pompa di circolazione rimane sempre accesa, anche se quasi sempre risulta installata nella rete di distribuzione e conseguentemente non va conteggiata nel sottosistema di generazione.

Anche per le pompe anticondensa il tempo di accensione dipende dalla taglia del GDC. In alcuni GDC di media taglia la pompa anticondensa può risultare sempre inserita, per cui il tempo di accensione è di 24 ore. L'accensione continua della pompa anticondensa può comportare diversi svantaggi; ad esempio una volta che la temperatura di ritorno sia a regime, l'accensione della pompa, anche se non necessaria, comporta una sottrazione di una parte di acqua calda destinata alle utenze e maggiori consumi elettrici per l'azionamento del motore. Per ovviare a tali inconvenienti può essere installato un termostato collegato alla pompa stessa. Grazie al termostato, la pompa anticondensa viene azionata con l'accensione del bruciatore e quando la temperatura dell'acqua di ritorno raggiunge una temperatura minima, tale da evitare il rischio condensa (per esempio 60°C), la pompa anticondensa viene spenta. In alcuni GDC viene installato anche un secondo termostato collegato alla pompa di circolazione primaria, che viene attivata solo quando l'acqua di ritorno ha raggiunto la temperatura minima (per esempio 60°C). In questi casi il tempo di attivazione della pompa anticondensa non è più di 24 ore, ma coincide con il tempo di accensione del bruciatore, t_{on} .

Il ventilatore dell'aria comburente fornisce l'ossigeno necessario alla combustione stessa; esso non è dunque presente nei GDC con bruciatore atmosferico, ma solo in quelli ad aria soffiata o a tiraggio forzato. La principale differenza tra questi ultimi consiste nella posizione del ventilatore; nei bruciatori ad aria soffiata il ventilatore è solitamente a monte del circuito di combustione e la camera di combustione è in pressione rispetto all'ambiente; nei bruciatori a tiraggio forzato il ventilatore è solitamente a

valle della camera di combustione e la camera di combustione è in depressione rispetto all'ambiente. Esistono inoltre anche GDC a tiraggio bilanciato in cui sono presenti sia un ventilatore che soffia aria comburente nella camera di combustione, sia un ventilatore che aspira i fumi; la camera di combustione risulta essere in equilibrio con l'ambiente esterno. Per tutte le tipologie di bruciatore a ventilazione meccanica e per GDC di piccola e grande taglia, il ventilatore dell'aria comburente e/o di aspirazione dei fumi rimane acceso nel periodo di accensione del bruciatore.

L'energia complessiva richiesta dagli ausiliari può essere calcolata come sommatoria di due integrali nel tempo delle potenze degli ausiliari i-esimi, uno dall'istante generico t_1 all'istante t_1+t_{on} , e l'altro dall'istante generico t_1+t_{on} all'istante t_1+t_{gn} :

$$Q_{gn,aux,in} = \sum_{i=1}^N \left[\int_{t_1}^{t_1+t_{on}} W_i(t) dt + \int_{t_1+t_{on}}^{t_1+t_{gn}} W_i(t) dt \right] \quad (10)$$

Se si considera l'ipotesi semplificativa per la quale la potenza degli ausiliari possa essere assunta costante nel tempo, e se si indica con $t_{on,i}$ il tempo di attivazione di ciascun ausiliare i-esimo, l'Eq. (10) diventa:

$$Q_{gn,aux,in} = \sum_{i=1}^N W_i \cdot t_{on,i} \quad (11)$$

Al Par. 1.2.5 verrà analizzato come, a seconda del tipo di ventilatore e della sua collocazione, possa variare la quota parte di energia recuperabile.

1.2.3 Energia in uscita diretta al sottosistema di distribuzione

Il GDC cede energia al fluido termovettore sia quando il bruciatore è acceso sia quando è spento. Durante le fasi di accensione del bruciatore la temperatura dell'acqua in mandata tende ad aumentare fino a un valore massimo impostato. Il fluido termovettore, cedendo calore all'ambiente per mezzo delle unità terminali, ritorna al GDC a una temperatura più bassa.

Durante le fasi di spegnimento del bruciatore la temperatura dell'acqua in mandata tende a calare fino a portarsi al valore limite pari alla temperatura ambiente. In questa fase continua a essere ceduta energia al sottosistema di distribuzione. Quando la temperatura dell'acqua di mandata risulta uguale a quella di ritorno, l'energia ceduta al fluido termovettore è nulla.

Nell'ipotesi in cui il fluido termovettore rimanga per tutto il tempo di attivazione del GDC in fase liquida e a pressione costante, l'energia in uscita dal GDC, ceduta al fluido termovettore e diretta al sottosistema di distribuzione è data dall'integrale nel tempo dall'istante t_1 all'istante t_1+t_{gn} ,

del prodotto tra la portata in massa dell'acqua in circolazione nella caldaia, il calore specifico a pressione costante, alla temperatura media dell'acqua in caldaia, e la differenza dei valori di temperatura dell'acqua di mandata e di ritorno:

$$Q_{gn,out} = \int_{t_1}^{t_1+t_{gn}} \dot{m}_{H_2O}(t) c_p(t) (\theta_m(t) - \theta_r(t)) dt \quad (12)$$

Nell'ipotesi semplificativa di regime pseudo-stazionario, in cui si considerano costanti le grandezze nei due intervalli di tempo t_{on} e t_{off} , l'Eq. (12) diventa:

$$Q_{gn,out} = \dot{m}_{H_2O,on} c_{p,on} (\theta_{m,on} - \theta_{r,on}) t_{on} + \dot{m}_{H_2O,off} c_{p,off} (\theta_{m,off} - \theta_{r,off}) t_{off} \quad (13)$$

1.2.4 Perdite di energia

Il processo di combustione comporta perdite termiche verso l'ambiente che penalizzano il comportamento energetico del GDC. Le perdite di energia sono date dalla somma delle perdite al camino e al mantello:

$$Q_{gn,l,t} = Q_{gn,l,ch} + Q_{gn,l,env} \quad (14)$$

Le perdite al camino possono essere considerate come somma di due contributi, le perdite al camino quando il bruciatore è acceso e le perdite al camino quando il bruciatore è spento:

$$Q_{gn,l,ch} = Q_{gn,l,ch,on} + Q_{gn,l,ch,off} \quad (15)$$

Le perdite al camino con bruciatore acceso possono essere: perdite di calore sensibile e perdite per combustione incompleta. Complessivamente:

$$Q_{gn,l,ch,on} = Q_{gn,l,ch,on,s} + Q_{gn,l,ch,on,ci} \quad (16)$$

Le perdite per calore sensibile, $Q_{gn,l,ch,on,s}$, sono attribuibili al calore che viene perduto con il rilascio dei fumi a elevata temperatura; conseguentemente sono tanto più elevate quanto più alta è la temperatura e maggiore è la portata di fumi generati dalla combustione. Esse possono essere espresse dall'integrale nel tempo del prodotto tra la portata dei fumi a bruciatore acceso, il calore specifico dei fumi a pressione costante e la differenza di temperatura tra la temperatura dei fumi e la temperatura di riferimento, dall'istante t_1 all'istante $t_1 + t_{on}$:

$$Q_{gn,l,ch,on,s} = \int_{t_1}^{t_1+t_{on}} \dot{m}_{f,on}(t) c_{p,on}(t) (\theta_f(t) - \theta_{rif,on}) dt \quad (17)$$

L'Eq. (17) non considera l'eventuale recupero di calore latente dovuto alla condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi. Volendo

considerare tale contributo occorrerebbe moltiplicare la portata in massa dei fumi per la differenza di entalpia tra l'entalpia dei fumi in uscita dal bruciatore e l'entalpia di riferimento.

Nell'ipotesi semplificativa di regime pseudo-stazionario, in cui si considerano costanti le grandezze nei due intervalli di tempo t_{on} e t_{off} , l'Eq. (17) diventa:

$$Q_{gn,l, ch, on, s} = \dot{m}_{f, on} c_{p, on} (\theta_{f, on} - \theta_{rif, on}) t_{on} \quad (18)$$

Dall'Eq. (17) è evidente che se si riduce la temperatura dei fumi, le perdite al camino diminuiscono. Conseguentemente per migliorare le prestazioni dei GDC occorre adottare sistemi di scambio più efficienti, che consentano di abbassare la temperatura dei fumi.

Nei GDC tradizionali il limite è costituito dalla necessità di assicurare il funzionamento del camino, ossia il tiraggio dei fumi, che risulta proporzionale alla temperatura degli stessi. Nei GDC a condensazione, i valori particolarmente bassi dei fumi rendono necessaria l'adozione di bruciatori a tiraggio forzato.

Le perdite per combustione incompleta, $Q_{gn,l, ch, on, ci}$, sono dovute al fatto che all'interno della camera di combustione la reazione tra aria e combustibile non riesce a svilupparsi completamente, con conseguente formazione di incombusti. Le perdite al camino per combustione incompleta costituiscono la differenza tra l'energia potenzialmente ottenibile per mezzo di una combustione completa e l'energia effettivamente ottenuta. Per minimizzare tali perdite occorre che la combustione avvenga con un eccesso di aria sufficiente a non generare incombusti; per contro tale eccesso d'aria deve essere contenuto per limitare le dispersioni al camino. Nelle caldaie moderne tali perdite sono trascurabili in quanto l'eccesso d'aria viene ottimizzato al fine di ottenere una combustione il più possibile completa e soprattutto per limitare le emissioni di agenti inquinanti (NO_x , SO_2 , ecc.).

Le perdite al camino a bruciatore spento sono perdite per calore sensibile e sono dovute al tiraggio che, anche durante i periodi di inattività del bruciatore, aspira aria dall'ambiente. Il flusso d'aria aspirato, passando attraverso il GDC, assorbe calore dai suoi componenti e lo disperde attraverso il camino.

Le perdite di energia al camino a bruciatore spento possono essere espresse dall'integrale nel tempo del prodotto tra la portata dei fumi a bruciatore spento, il calore specifico dei fumi a pressione costante e la differenza di temperatura tra la temperatura dei fumi e la temperatura di riferimento, dall'istante $t_1 + t_{on}$ all'istante $t_1 + t_{gn}$:

$$Q_{gn,l,ch,off} = \int_{t_1+t_{on}}^{t_1+t_{gn}} \dot{m}_{f,off}(t) c_{p,off}(t) (\theta_{f,off}(t) - \theta_{rif,off}) dt \quad (19)$$

Nell'ipotesi semplificativa di regime pseudo-stazionario, in cui si considerano costanti le grandezze nei due intervalli di tempo t_{on} e t_{off} , l'Eq. (19) diventa:

$$Q_{gn,l,ch,off} = \dot{m}_{f,off} c_{p,off} (\theta_{f,off} - \theta_{rif,off}) \quad (20)$$

Dall'Eq. (19) risulta evidente come le perdite al camino a bruciatore spento si riducano al diminuire della portata dei fumi. Per tale motivo sono stati introdotti sul mercato GDC muniti di serranda in grado di interrompere il flusso di aria durante i periodi in cui il bruciatore è spento.

Le perdite al mantello sono dovute allo scambio termico per conduzione, convezione e irraggiamento tra il GDC e l'ambiente e sono sempre presenti quando la caldaia è attiva, sia a bruciatore acceso sia a bruciatore spento. Le perdite di energia al mantello possono essere determinate come:

$$Q_{gn,l,env} = \int_{t_1}^{t_1+t_{gn}} KS(\theta_{env}(t) - \theta_a) dt \quad (21)$$

dove K è il coefficiente globale di scambio termico e S è la superficie del mantello.

Nell'ipotesi di regime pseudo-stazionario, l'Eq. (21) diventa:

$$Q_{gn,l,env} = KS(\theta_{env} - \theta_a)t_{gn} \quad (22)$$

Dall'Eq. (21) si nota come le perdite di energia al mantello sono strettamente legate all'ingombro del GDC, ossia alla superficie disperdente, S , all'isolamento del mantello, ossia al coefficiente globale di scambio termico, K , e alla temperatura del mantello, θ_{env} . I GDC di nuova generazione sono solitamente molto ben isolati, così che la differenza tra la temperatura esterna del mantello e la temperatura ambiente risulta essere molto ridotta; ne consegue che le dispersioni dipendono principalmente dalla superficie dell'involucro. Per migliorare le prestazioni dei GDC, minimizzando le perdite al mantello, occorre dotare i GDC di efficace isolamento termico e mantenere bassi i valori di temperatura media dell'acqua nel GDC.

Quando il GDC viene installato in un locale tecnico o in un ambiente riscaldato, le dispersioni termiche al mantello concorrono a ridurre il fabbisogno di energia per il riscaldamento, ossia $Q_{gn,out}$. Le perdite al mantello possono essere considerate recuperabili interamente se il GDC è installato in un ambiente riscaldato, o in parte se il GDC è installato in un vano tecnico. Per tener conto, in modo semplificato, di questo recupero nel

bilancio del GDC si introduce un fattore correttivo, b_{gn} , che dipende dalla collocazione del GDC, nelle Eqq.(21) e (22) che diventano rispettivamente:

$$Q_{gn,l,env} = \int_{t_1}^{t_1+t_{gn}} b_{gn} KS(\theta_{env}(t) - \theta_a) dt \quad (23)$$

$$Q_{gn,l,env} = KS b_{gn} (\theta_{env} - \theta_a) t_{gn} \quad (24)$$

Tale fattore assume i seguenti valori: 0 se il GDC è installato in ambiente riscaldato e dunque l'energia è interamente recuperabile; 1 se il GDC è installato all'esterno, ossia l'energia è interamente dispersa; un valore compreso tra 0 e 1, se il GDC è installato in un vano tecnico (la UNI TS 11300-2 suggerisce un valore di 0.7).

Esplicitando l'Eq. (14), le perdite di energia totali sono date da:

$$Q_{gn,l,t} = \int_{t_1}^{t_1+t_{on}} \dot{m}_{f,on}(t) c_{p,on}(t) (\theta_f(t) - \theta_{rif,on}) dt + \int_{t_1+t_{on}}^{t_1+t_{gn}} \dot{m}_{f,off}(t) c_{p,off}(t) (\theta_{f,off}(t) - \theta_{rif,off}) dt + \int_{t_1}^{t_1+t_{gn}} b_{gn} KS(\theta_{env}(t) - \theta_a) dt \quad (25)$$

e nell'ipotesi di regime pseudo-stazionario:

$$Q_{gn,l,t} = \dot{m}_{f,on} c_{p,on} (\theta_{f,on} - \theta_{rif,on}) t_{on} + \dot{m}_{f,off} c_{p,off} (\theta_{f,off} - \theta_{rif,off}) + KS b_{gn} (\theta_{env} - \theta_a) t_{gn} \quad (26)$$

1.2.5 Energia dispersa (recuperata) in ambiente dagli ausiliari

L'energia complessiva richiesta dagli ausiliari è ricavabile con l'Eq. (10). Come descritto al Par. 1.2.2, generalmente gli ausiliari da considerare ai fini del bilancio energetico del GDC sono: le pompe di circolazione primaria, le pompe anticondensa, i ventilatori dell'aria comburente. L'energia consumata da tali ausiliari può essere dispersa in ambiente oppure recuperata, interamente o in parte, a seconda della tipologia e della collocazione dell'ausiliario.

I meccanismi di recupero di energia possono essere differenti. L'energia consumata dagli ausiliari può essere infatti recuperata dal fluido termovettore, dall'aria dell'ambiente in cui è installato il GDC, e dai componenti del GDC che, riscaldandosi, riscaldano l'ambiente di installazione del GDC. Per gli ultimi due meccanismi si ottiene "recupero" di energia solo se il GDC non è installato all'esterno.

La quota parte di energia recuperabile dalle pompe di circolazione è funzione della tipologia di pompa. Per gli impianti idro-termosanitari si utilizzano quasi esclusivamente pompe centrifughe e tra queste si distinguono le elettropompe e i circolatori. Mentre nelle elettropompe il

motore elettrico e il corpo della pompa sono costituiti da due parti ben differenziate, nei circolatori il motore viene alloggiato nel corpo della pompa. Conseguentemente con le elettropompe l'energia viene recuperata dall'aria e dal corpo del GDC, nei circolatori invece, essendo il rotore immerso direttamente nel fluido, l'energia viene recuperata prevalentemente dal fluido termovettore.

Per le pompe anticondensa valgono le stesse osservazioni fatte per le pompe di circolazione, in quanto si tratta sempre di pompe centrifughe collocate all'esterno del GDC.

Per valutare la quota e il meccanismo di recupero dell'energia consumata dai ventilatori dell'aria comburente o di espulsione dei fumi, presenti solo nei GDC a tiraggio forzato, occorre distinguere tra i GDC ad aria soffiata e quelli ad aria aspirata. Nei GDC ad aria soffiata generalmente l'aria comburente viene sospinta all'ingresso del bruciatore mediante un ventilatore a monte della camera di combustione, che risulta essere in pressione rispetto all'ambiente. Il ventilatore, posto a monte della camera di combustione, può essere collocato all'esterno o all'interno del corpo del GDC; in entrambi i casi l'energia consumata dal ventilatore va a riscaldare l'ambiente di installazione e dunque può essere considerata recuperata a condizione che il GDC non sia collocato all'esterno.

Nei GDC ad aria aspirata, invece, il ventilatore è in genere posto alla sommità della cappa, con il compito di estrarre i fumi e permettere l'ingresso dell'aria. Questi due fluidi vengono solitamente convogliati tramite un sistema di tubi concentrici di cui il più interno è quello che trasporta fumi caldi, mentre quello più esterno fa entrare l'aria comburente. Questo sistema permette di preriscaldare l'aria comburente, in quanto i fumi cedono calore all'aria lungo il camino. L'energia consumata dal ventilatore in questo caso viene in parte dispersa nell'ambiente esterno e in parte contribuisce al preriscaldamento dell'aria comburente.

Ai fini del bilancio espresso dall'Eq. (4), occorre valutare la quantità di energia, consumata dagli ausiliari, che viene dispersa nell'ambiente di installazione e considerata recuperabile, qualora il GDC non sia collocato all'esterno. Per valutare tale contributo in modo semplificato si introduce un coefficiente, $k_{gn,aux,i}$, variabile tra 0 e 1, che moltiplica l'energia consumata da ciascun ausiliario, così che la quota di energia termica dovuta agli ausiliari e dispersa nell'ambiente di installazione del GDC attraverso il mantello si possa scrivere come:

$$Q_{gn,aux,l} = \sum_{i=1}^N \left[\int_{t_1}^{t_1+t_{on}} k_{gn,aux,i} W_i(t) dt + \int_{t_1+t_{on}}^{t_1+t_{gn}} k_{gn,aux,i} W_i(t) dt \right] \quad (27)$$

dove $k_{gn,aux,i}$ va valutato di volta in volta a seconda del tipo di ausiliario e delle precedenti considerazioni.

Se si considera l'ipotesi semplificativa per la quale la potenza degli ausiliari possa essere assunta costante nel tempo, l'Eq. (27) diventa:

$$Q_{gn,aux,l} = \sum_{i=1}^N k_{gn,aux,i} W_i t_{on,i} \quad (28)$$

Anche in questo caso, se il GDC non è installato all'esterno, l'energia consumata dagli ausiliari che viene dispersa nell'ambiente di installazione può essere considerata recuperabile, in quanto riduce il fabbisogno complessivo di energia termica per il riscaldamento. Per tenere in considerazione, in modo semplificato, la quota parte di energia recuperata in funzione della collocazione del GDC, occorre introdurre lo stesso coefficiente correttivo b_{gn} definito per le perdite di energia al Par. 1.2.4, nelle Eq. (27) e (28), che diventano rispettivamente:

$$Q_{gn,aux,l} = b_{gn} \sum_{i=1}^N \left[\int_{t_1}^{t_1+t_{on}} k_{gn,aux,i} W_i(t) dt + \int_{t_1+t_{on}}^{t_1+t_{gn}} k_{gn,aux,i} W_i(t) dt \right] \quad (29)$$

$$Q_{gn,aux,l} = b_{gn} \sum_{i=1}^N k_{gn,aux,i} W_i \cdot t_{on,i} \quad (30)$$

1.3 NOMENCLATURA

Simbolo

- b Fattore di riduzione della temperatura in base all'ubicazione del GDC(-)
- c_p Calore specifico a pressione costante (kWh/kgK)
- H Potere calorifico (kWh/kg)
- k Quantità di energia consumata dagli ausiliari e dispersa nell'ambiente di installazione del GDC (-)
- K Coefficiente globale di scambio termico (W/m²K)
- \dot{m} Portata in massa (kg/s)
- Q Energia (kWh)
- S Superficie
- t Tempo (h)
- W Potenza (W)

Simboli greci

- θ Temperatura (°C)

Pedici

a	Ambiente in cui è collocato il GDC
aux	Ausiliari
ch	Camino
ci	Combustione incompleta
env	Mantello
f	Fumi
gn	Generatore di calore
i	Inferiore
in	Ingresso
l	Perdite
m	Mandata
on	Acceso
off	Spento
out	In uscita
r	Ritorno
rif	Riferimento
s	Calore sensibile
t	Totale

CAPITOLO 2

Recupero del calore latente nei GDC a condensazione

	Indice
2.1 Introduzione	61
2.2 Cenni sui GDC a condensazione	62
2.2.1 Generalità.....	62
2.2.2 Stechiometria.....	63
2.2.3 Eccesso d'aria.....	65
2.2.4 Temperatura di scarico dei fumi e temperatura dell'acqua di ritorno del GDC.....	68
2.3 Recupero di calore latente nei GDC a condensazione: modelli di calcolo	71
2.3.1 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC e quantità di condensato (combustione con aria secca).....	71
2.3.2 Esempi di calcolo.....	75
2.3.3 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC e quantità di condensato (combustione con aria umida).....	78
2.3.4 Esempi di calcolo.....	83
2.3.5 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC e quantità di condensato (combustione di un idrocarburo generico con aria umida).....	88
2.3.6 Condensazione del vapore d'acqua contenuto nei prodotti della combustione di differenti combustibili gassosi.....	91
2.3.7 Esempi di calcolo.....	93
2.4 Riflessioni conclusive	98
2.5 Nomenclatura	99

2.1 INTRODUZIONE

I GDC a condensazione, rispetto a quelli di tipo tradizionale, consentono di recuperare buona parte del calore sensibile e latente contenuto nei fumi con conseguente miglioramento dell'efficienza. Il recupero del calore latente di vaporizzazione avviene facendo condensare i fumi all'interno del GDC.

In questo capitolo si propone un modello di calcolo elaborato per

determinare il contenuto di vapore d'acqua e la quantità di vapore d'acqua condensato nei fumi, al fine di valutare il recupero di calore latente di un GDC a condensazione.

Le casistiche analizzate sono:

- Combustione tra gas metano e aria secca (Par.2.3.1);
- Combustione tra gas metano e aria umida (Par.2.3.3);
- Combustione tra un generico idrocarburo e aria umida (Par.2.3.5);

Infine al Par.2.3.7 si valuta come variano sia la temperatura di condensazione del vapore d'acqua contenuto nei prodotti della combustione sia la quantità di condensato, per diversi combustibili gassosi.

2.2 CENNI SUI GDC A CONDENSAZIONE

2.2.1 Generalità

La reazione di combustione tra ossigeno e combustibile che avviene all'interno dei GDC dà origine alla formazione di fumi che devono essere evacuati all'esterno. Tali fumi contengono quantità di energia notevoli dovute sia all'elevata temperatura dei fumi (calore sensibile) sia alla presenza di vapore d'acqua derivante dalla reazione tra l'idrogeno del combustibile con l'ossigeno dell'aria comburente (calore latente).

Con i GDC di tipo tradizionale, tali quantità di energia non possono essere recuperate e vengono disperse (perdite al camino) a scapito del rendimento. Infatti con i GDC non a condensazione si cerca accuratamente di evitare che il vapore contenuto nei fumi cambi di fase e condensi lungo l'intero percorso dalla caldaia allo scarico del camino. La formazione di condensa all'interno del corpo della caldaia deve essere evitata perché la sua acidità può portare alla corrosione delle superfici dell'apparecchio. Conseguentemente per evitare che il vapore d'acqua condensi, i fumi vengono scaricati a una temperatura relativamente elevata, quasi sempre superiore a 140°C (Lazzarin 2011). Tali valori di temperatura sono necessari anche per garantire un sufficiente tiraggio naturale del camino per lo scarico dei fumi, qualora i GDC siano di tipo atmosferico.

Rispetto ai GDC di tipo tradizionale, i GDC a condensazione consentono di recuperare buona parte del calore sensibile e latente contenuto nei fumi con conseguente miglioramento dell'efficienza. Il recupero del calore latente di vaporizzazione avviene facendo condensare i fumi all'interno del GDC. Per ottenere tale risultato occorre che la temperatura dei fumi sia inferiore alla temperatura di saturazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi. Conseguentemente, per i GDC a condensazione, nei quali i valori di temperatura dei fumi sono fortemente più bassi di quelli caratteristici dei

GDC tradizionali ($30^{\circ}\text{C} \div 80^{\circ}\text{C}$ contro i $160^{\circ}\text{C} \div 300^{\circ}\text{C}$) anche le perdite per calore sensibile, oltre a quelle per calore latente, risultano considerevolmente ridotte.

Il valore della temperatura di saturazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi dipende dal tipo di combustibile e dall'eccesso di aria comburente: minore è l'eccesso d'aria, maggiore è il valore della temperatura di saturazione. Per facilitare il processo di condensazione e massimizzare il recupero di calore latente, conviene che la reazione di combustione avvenga con limitati eccessi d'aria a cui corrispondono valori elevati della pressione di saturazione e della relativa temperatura (vd. Par. 2.2.3). Questa esigenza deve però essere resa compatibile con la garanzia di una combustione completa, senza la formazione di monossido di carbonio. Tale condizione impedisce di operare in condizioni stechiometriche e impone di assicurare sempre un certo eccesso di aria.

I GDC a condensazione, rispetto a quelli tradizionali, garantiscono un'elevata efficienza nello scambio termico e una resistenza nel tempo all'azione corrosiva della condensa. Per garantire un'elevata efficienza nello scambio termico, tali GDC sono provvisti di un doppio scambiatore di calore o di uno scambiatore maggiorato, inserito sul passaggio dei fumi, in modo da abbassare la temperatura del vapore d'acqua contenuto nei fumi fino al di sotto della temperatura di saturazione del vapore d'acqua. Per garantire la resistenza all'azione della condensa, il corpo dello scambiatore può essere realizzato in pressocolata di alluminio (o comunque in altro materiale o lega resistente alla corrosione) oppure in acciaio inox (Lazzarin et al. 2006); il camino invece deve essere intubato a monte della canna fumaria (Lazzarin 2011). Infine i GDC a condensazione dispongono di un sistema di evacuazione meccanica dei fumi, necessario in quanto la fuoriuscita per solo tiraggio naturale non è garantita dai bassi valori di temperatura dei fumi.

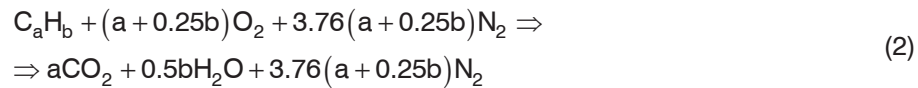
2.2.2 Stechiometria

La combustione è una reazione chimica nella quale una sostanza ossidabile, detta combustibile, reagisce con una sostanza ossidante, detta comburente. Nell'analisi stechiometrica dei processi di combustione generalmente si ipotizza di utilizzare "aria standard". L'aria standard è considerata una miscela di gas perfetti a due componenti di composizione volumetrica pari a: 21% ossigeno, 79% azoto, con un rapporto stechiometrico tra azoto e ossigeno paria a 3.76. La massa molare dell'aria standard, con riferimento alle masse atomiche arrotondate di ossigeno (16 kg/kmol) e azoto (14 kg/kmol), è data da:

$$m_{\text{air}} = n_{\text{O}_2} m_{\text{O}_2} + n_{\text{N}_2} m_{\text{N}_2} = 0.21(2 \cdot 16) + 0.79(2 \cdot 14) = 28.8 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \quad (1)$$

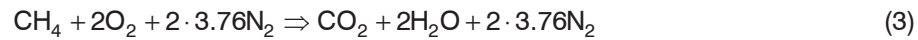
Definita la composizione volumetrica dell'aria standard, possono essere scritte tutte le equazioni stechiometriche relative a combustioni complete cui partecipino aria standard e combustibili a composizione chimica nota.

Nel caso di una combustione completa tra un idrocarburo a composizione nota C_aH_b e aria standard, la reazione stechiometrica può essere scritta nella forma generale:

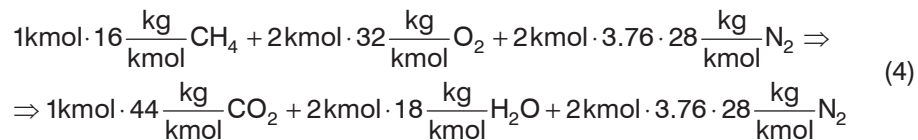


dove si vede come ossigeno e combustibile intervengano attivamente, come reagenti, mentre anidride carbonica e acqua si ottengano come prodotti. L'azoto, che non partecipa alla reazione, compare invece immutato in entrambi i membri dell'equazione.

Ad esempio, per la combustione ideale completa di metano, CH_4 , in aria, la reazione stechiometrica (2) diventa:



e con riferimento ai valori arrotondati dei pesi atomici:



La reazione (2) permette di calcolare i rapporti stechiometrici di volume e di massa, sempre nell'ipotesi che i fumi possano essere considerati una miscela di gas ideali. Ad esempio il rapporto stechiometrico di volume tra aria e combustibile è dato da:

$$V_{\text{air,st}}^* = \frac{V_{\text{air,st}}}{V_{\text{c,st}}} = \frac{n_{\text{air,st}}}{n_{\text{c,st}}} \quad (5)$$

e nel caso di combustione stechiometrica di metano in aria, Eq. (3), risulta essere $9.52 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$. Il rapporto stechiometrico di volume tra fumi e combustibile è dato da:

$$V_{\text{fl,st}}^* = \frac{V_{\text{fl,st}}}{V_{\text{c,st}}} = \frac{V_{\text{air,st}} + V_{\text{c,st}}}{V_{\text{c,st}}} = 1 + \frac{V_{\text{air,st}}}{V_{\text{c,st}}} \quad (6)$$

e nel caso di combustione stechiometrica di metano in aria, Eq. (3), risulta essere $10.52 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$.

Il rapporto stechiometrico di massa tra aria e combustibile è dato dalla relazione:

$$M_{air,st}^* = \frac{M_{air,st}}{M_{c,st}} \quad (7)$$

che per la combustione di metano in aria, Eq.(4), risulta 17.16 kg_{as}/kg_c. Il rapporto stechiometrico di massa tra fumi e combustibile è espresso dalla relazione:

$$M_{fl,st}^* = \frac{M_{fl,st}}{M_{c,st}} = \frac{M_{air,st} + M_{c,st}}{M_{c,st}} = 1 + \frac{M_{air,st}}{M_{c,st}} \quad (8)$$

e per la combustione di metano in aria risulta, Eq.(4), 18.16 kg_f/kg_c. L'apice "asterisco" viene utilizzato per indicare che la grandezza è riferita al combustibile.

La reazione (2) permette di determinare anche la pressione parziale di vapore nei prodotti della combustione nell'ipotesi che l'acqua si trovi tutta allo stato di vapore e che i prodotti della combustione, ossia i fumi, si comportino come una miscela di gas ideali. Utilizzando la relazione:

$$\frac{p_v}{p_{fl}} = \frac{n_{H_2O}}{n_{fl}} \quad (9)$$

che nel caso di combustione stechiometrica di metano in aria diventa:

$$\frac{p_v}{p_{fl}} = \frac{n_{H_2O}}{n_{fl}} = \frac{2}{1+2+2 \cdot 3.76} = 0.19 \quad (10)$$

si deduce che se i fumi si trovano alla pressione di 101325 Pa, la pressione parziale del vapore d'acqua in essi contenuto è pari a 19263 Pa.

Alla pressione parziale del vapore d'acqua nei fumi corrisponde una ben definita temperatura di saturazione, che costituisce la temperatura di rugiada dei fumi. Nel caso della combustione stechiometrica del metano in aria, la temperatura di rugiada è pari a 59.3°C, temperatura di saturazione del vapore d'acqua che si trova alla pressione parziale di 19263 Pa.

2.2.3 Eccesso d'aria

Nei processi di combustione generalmente viene utilizzata aria in eccesso rispetto a quella stechiometrica per garantire una combustione completa senza la formazione di monossido di carbonio e per favorire una maggiore miscelazione tra aria e combustibile. Ogni combustibile necessita di una certa quantità di aria in eccesso, maggiore per i combustibili solidi, minore per quelli liquidi, e ancora più contenuta per quelli gassosi, proprio

per la maggiore facilità con cui avviene la miscelazione tra gas (Bertagnoli 2011).

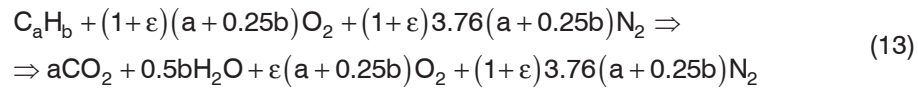
Il coefficiente che quantifica l'eccesso d'aria viene definito come:

$$\varepsilon = \frac{M_{\text{air}} - M_{\text{air,st}}}{M_{\text{air,st}}} = \frac{n_{\text{air}}}{n_{\text{air,st}}} - 1 \quad (11)$$

Tale coefficiente risulta correlato al rapporto tra la quantità d'aria utilizzata e la quantità di aria stechiometrica, λ , tramite la relazione:

$$\lambda = \frac{M_{\text{air}}}{M_{\text{air,st}}} = \frac{n_{\text{air}}}{n_{\text{air,st}}} = 1 + \varepsilon \quad (12)$$

Nel caso di combustione tra un idrocarburo a composizione nota C_aH_b con eccesso d'aria, la reazione (2) diventa:



Il rapporti di volume e di massa tra aria e combustibile diventano rispettivamente:

$$V_{\text{air}}^* = \frac{V_{\text{air}}}{V_c} = \frac{(a + 0.25b) + 3.76(a + 0.25b)}{1} (1 + \varepsilon) \quad (14)$$

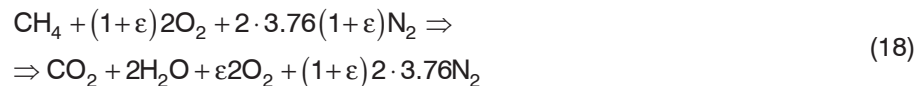
$$M_{\text{air}}^* = \frac{M_{\text{air}}}{M_c} = \lambda \frac{M_{\text{air,st}}}{M_c} = (\varepsilon + 1)M_{\text{air,st}}^* \quad (15)$$

e i rapporti di volume e di massa tra fumi e combustibile:

$$V_{\text{fl}}^* = \frac{V_{\text{fl}}}{V_c} = \frac{a + 0.5b + \varepsilon(a + 0.25b) + (1 + \varepsilon)3.76(a + 0.25b)}{1} \quad (16)$$

$$M_{\text{fl}}^* = \frac{M_{\text{fl}}}{M_c} = \frac{M_{\text{air}} + M_c}{M_c} = 1 + \frac{M_{\text{air}}}{M_c} = 1 + \lambda \frac{M_{\text{air,st}}}{M_c} \quad (17)$$

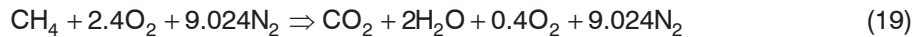
Nel caso di combustione di metano con eccesso di aria la l'Eq. (13) diventa:



Un altro parametro che viene utilizzato per quantificare l'eccesso d'aria è la percentuale in volume di ossigeno contenuto nei fumi secchi, $O_{2,\%fs}$, o nei fumi umidi, $O_{2,\%fl}$.

Ad esempio in una reazione tra gas metano ed aria, a un eccesso d'aria pari a $\varepsilon=0.2$ ossia $\lambda=1.2$, corrisponde una percentuale in volume di

ossigeno nei fumi umidi, $O_{2,\%fl}$, pari a 3.2%. Infatti la reazione di combustione tra aria e metano, Eq. (13), con un eccesso d'aria pari a $\varepsilon=0.2$ ($\lambda=1.2$) risulta:



che in termini di percentuale in volume diventa:

$$\begin{aligned} 8.0\%CH_4 + 19.3\%O_2 + 72.7\%N_2 &\Rightarrow \\ \Rightarrow 8.0\%CO_2 + 16.1\%H_2O + 3.2\%O_2 + 72.7\%N_2 &\end{aligned} \quad (20)$$

Se si vuole determinare una relazione analitica tra l'eccesso d'aria, ε , e la percentuale in volume di ossigeno rispetto ai fumi umidi, $O_{2,\%fl}$, facendo riferimento all'Eq. (18) si può scrivere:

$$O_{2,\%fl} = \frac{n_{O_{2,fl}}}{n_{fl}} = \frac{2\varepsilon}{1 + 2 + 2\varepsilon + (1 + \varepsilon)2 \cdot 3.76} \quad (21)$$

Sviluppando l'Eq.(21) si può ricavare l'eccesso d'aria, ε , in funzione di $O_{2,\%fl}$:

$$\varepsilon = \frac{10.52 \cdot O_{2,\%fl}}{2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fl}} \quad (22)$$

Analogamente, se si vuole determinare una relazione analitica tra l'eccesso d'aria, ε , e la percentuale in volume di ossigeno rispetto ai fumi secchi, $O_{2,\%fs}$, facendo riferimento all'Eq. (18) si può scrivere:

$$O_{2,\%fs} = \frac{n_{O_{2,fs}}}{n_{fs}} = \frac{2\varepsilon}{1 + 2\varepsilon + (1 + \varepsilon)2 \cdot 3.76} \quad (23)$$

Sviluppando l'Eq.(23) si può ricavare l'eccesso d'aria, ε , in funzione di $O_{2,\%fs}$:

$$\varepsilon = \frac{8.52 \cdot O_{2,\%fs}}{2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fs}} \quad (24)$$

Come anticipato nel Par. 2.2.1, nel caso di combustione con eccesso d'aria, il valore della temperatura di saturazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi diminuisce rispetto al valore assunto per la combustione stechiometrica. Infatti maggiore è l'eccesso d'aria, minore è il rapporto tra la pressione parziale del vapore e la pressione totale dei fumi. Essendo la pressione totale dei fumi, ossia la pressione atmosferica, costante, all'aumentare dell'eccesso d'aria diminuisce la pressione parziale del vapore d'acqua. Conseguentemente, nelle stesse condizioni igrometriche, all'aumentare dell'eccesso d'aria diminuisce la pressione di saturazione del

vapore d'acqua e la relativa temperatura di saturazione.

Utilizzando l'Eq. (9), che nel caso di combustione di metano con eccesso aria diventa:

$$\frac{p_v}{p_{fl}} = \frac{n_{H_2O}}{n_{fl}} = \frac{2}{1 + 2 + 2\varepsilon + 2(1 + \varepsilon)3.76} = \frac{2}{9.52\varepsilon + 10.52} \quad (25)$$

è possibile determinare la pressione parziale del vapore d'acqua e la relativa temperatura di saturazione in funzione dell'eccesso d'aria (Fig. 1).

Il valore dell'eccesso d'aria viene solitamente fornito dai dati tecnici del GDC. Per i GDC modulanti i dati tecnici devono fornire l'eccesso d'aria sia alla potenza nominale sia alla potenza minima. In mancanza di dati, per determinare l'eccesso d'aria alla potenza media si può effettuare un'interpolazione lineare tra i dati a potenza minima e nominale. Se ad esempio si dispone dell'eccesso d'aria in termini di percentuale in volume di ossigeno contenuto nei fumi secchi alla potenza minima, $O_{2,\%fs,pmin}$, e alla potenza nominale, $O_{2,\%fs}$, l'eccesso d'aria alla potenza media risulta:

$$O_{2,\%fs,pavg} = O_{2,\%fs,pmin} + (O_{2,\%fs} - O_{2,\%fs,pmin}) \frac{\Phi_{gn,avg} - \Phi_{gn,min}}{\Phi_{gn,pn} - \Phi_{gn,min}} \quad (26)$$

2.2.4 Temperatura di scarico dei fumi e temperatura dell'acqua di ritorno del GDC

All'interno dei GDC a condensazione l'acqua si riscalda scambiando calore con i fumi, che invece si raffreddano. All'uscita del GDC i fumi avranno sempre una temperatura superiore a quella dell'acqua di ritorno.

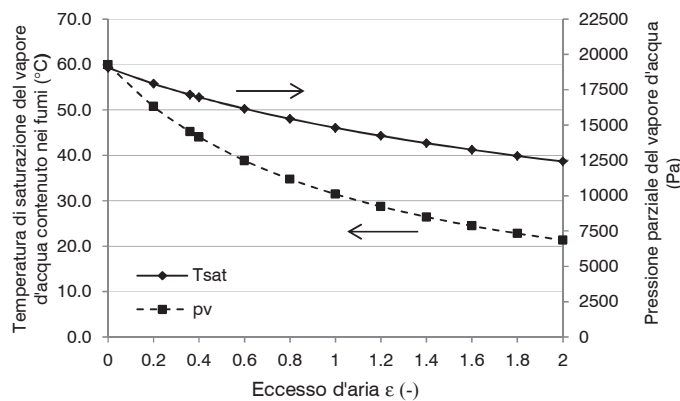


Figura 1-Pressione parziale del vapore d'acqua e relativa temperatura di saturazione in funzione dell'eccesso d'aria.

Tale differenza di temperatura, $\Delta\theta_{w,r,fl}$, è un dato caratterizzante il GDC; essa non dipende dalla temperatura dell'acqua di ritorno ma dipende dallo scambio termico tra acqua e fumi all'interno del GDC. Maggiore è lo scambio termico tra fumi e acqua, minore è la differenza di temperatura tra l'acqua di ritorno e i fumi. A parità di GDC, ossia a parità di coefficiente di scambio termico tra acqua e fumi, la differenza di temperatura tra acqua e fumi aumenta all'aumentare della potenza termica del focolare. Conseguentemente per caratterizzare compiutamente le prestazioni di un GDC a condensazione occorre conoscere il dato $\Delta\theta_{w,r,fl}$ sia alla potenza nominale, sia alla potenza minima (nel caso di GDC modulanti). Tale parametro merita una particolare attenzione in quanto il suo valore risulta estremamente variabile nei prodotti che si trovano in commercio. Per GDC caratterizzati da elevati valori di $\Delta\theta_{w,r,fl}$, anche a fronte di valori di temperatura dell'acqua di ritorno notevolmente bassi, il valore della temperatura dei fumi può facilmente risultare maggiore della temperatura di saturazione del vapore d'acqua e quindi compromettere il recupero di calore latente a scapito del rendimento (Socal 2004).

Solitamente i dati tecnici forniscono la differenza di temperatura tra l'acqua di ritorno e la temperatura dei fumi allo scarico alla potenza nominale, $\Delta\theta_{w,r,fl,pn,test}$. Poiché $\Delta\theta_{w,r,fl,pn,test}$ non dipende dalla temperatura dell'acqua di ritorno, la temperatura dei fumi alla potenza nominale in funzione della temperatura effettiva dell'acqua di ritorno al GDC, calcolata per lo specifico impianto, comprensivo di sistema di distribuzione ed emissione, si può ricavare come:

$$\theta_{fl,pn} = \theta_{gn,r,w} + \Delta\theta_{w,r,fl,pn,test} \quad (27)$$

In alternativa i dati tecnici forniscono la temperatura dei fumi alla potenza nominale, $\theta_{fl,pn,test}$, per valori fissati della temperatura di mandata $\theta_{gn,w,m,pn,test}$ e di ritorno, $\theta_{gn,w,r,pn,test}$; noti tali valori, il valore della temperatura dei fumi alla potenza nominale, in condizioni effettive, può essere calcolato con l'Eq.(27), dove la differenza di temperatura tra l'acqua di ritorno e la temperatura dei fumi allo scarico alla potenza nominale è data da:

$$\Delta\theta_{w,r,fl,pn,test} = \theta_{fl,pn,test} - \theta_{gn,r,w,pn,test} \quad (28)$$

Per i GDC modulanti viene fatto un analogo ragionamento per determinare la temperatura dei fumi alla potenza minima. Se i dati tecnici forniscono la differenza di temperatura tra l'acqua di ritorno e la temperatura dei fumi allo scarico alla potenza minima, $\Delta\theta_{w,r,fl,pmin,test}$, poiché questa non dipende dalla temperatura dell'acqua di ritorno, si può ricavare la temperatura dei fumi alla potenza minima in funzione della temperatura effettiva dell'acqua di ritorno al GDC come:

$$\theta_{fl,pmin} = \theta_{gn,r,w} + \Delta\theta_{w,r,fl,pmin,test} \quad (29)$$

In alternativa i dati tecnici forniscono la temperatura dei fumi alla potenza minima, $\theta_{fl,pmin,test}$, per valori fissati della temperatura di mandata $\theta_{gn,w,m,pmin,test}$ e di ritorno, $\theta_{gn,w,r,pmin,test}$; noti tali valori, il valore della temperatura dei fumi alla potenza minima, in condizioni effettive, è calcolato con l'Eq. (29), dove la differenza di temperatura tra l'acqua di ritorno e la temperatura dei fumi allo scarico alla potenza minima è data da:

$$\Delta\theta_{w,r,fl,pmin,test} = \theta_{fl,pmin,test} - \theta_{gn,r,w,pmin,test} \quad (30)$$

Sempre per i GDC modulanti, la temperatura dei fumi a una potenza media di funzionamento, $\Phi_{gn,avg}$, può essere ricavata per interpolazione lineare tra la temperatura dei fumi alla potenza minima e alla potenza nominale, Fig.2. La differenza di temperatura tra fumi e acqua di ritorno alla potenza media risulta quindi:

$$\Delta\theta_{w,r,fl,pavg} = \Delta\theta_{w,r,fl,pmin,test} + \left(\Delta\theta_{w,r,fl,pn,test} - \Delta\theta_{w,r,fl,pmin,test} \right) \frac{\Phi_{gn,avg} - \Phi_{gn,min}}{\Phi_{gn,pn} - \Phi_{gn,min}} \quad (31)$$

mentre la temperatura dei fumi alla potenza media si trova come:

$$\theta_{fl,pavg} = \theta_{gn,r,w} + \Delta\theta_{w,r,fl,pavg} \quad (32)$$

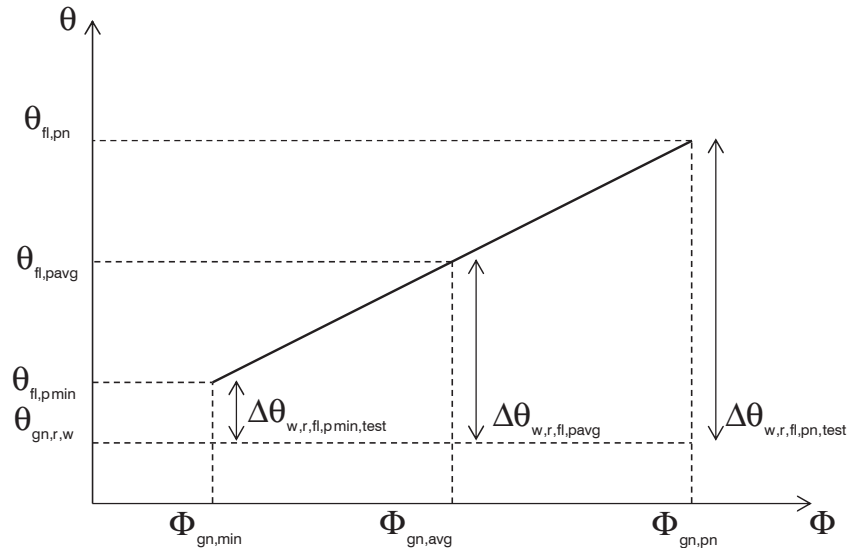


Figura 2-Temperatura dei fumi al variare della potenza effettiva del GDC.

La temperatura di scarico dei fumi così determinata fornisce una prima indicazione su quanto calore è stato recuperato. Infatti se la temperatura di scarico dei fumi rimane al di sopra di quella di saturazione del vapore d'acqua significa che con il loro raffreddamento si recupera solo calore sensibile. Se invece la temperatura scende al di sotto di quella di saturazione significa che una parte del vapore d'acqua condensa, con conseguente recupero di calore latente oltre che sensibile.

2.3 RECUPERO DI CALORE LATENTE NEI GDC A CONDENSAZIONE: MODELLI DI CALCOLO

Si propone ora un modello di calcolo per la determinazione del contenuto di vapore d'acqua e della quantità di vapore d'acqua condensato nei fumi, al fine di determinare il recupero di calore latente in un GDC a condensazione.

Inizialmente si elabora un modello di calcolo per GDC monostadio. Le casistiche analizzate sono:

- Combustione tra gas metano e aria secca (Par.2.3.1);
- Combustione tra gas metano e aria umida (Par.2.3.3);
- Combustione tra un generico idrocarburo e aria umida (Par.2.3.5).

Infine al Par.2.3.7 si valuta come variano sia la temperatura di condensazione del vapore d'acqua contenuto nei prodotti della combustione, sia la quantità di condensato, per diversi tipi di combustibili gassosi.

2.3.1 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC e quantità di condensato (combustione con aria secca)

La reazione di combustione tra l'aria e un idrocarburo, come il metano, porta alla formazione di notevoli quantità di acqua. L'acqua contenuta nei prodotti della combustione può essere:

- 1) interamente contenuta nei fumi in fase di vapore (Fig.3);
- 2) contenuta in parte nei fumi in fase di vapore e in parte condensata in fase liquida (Fig.4).

Nel primo caso, ossia acqua interamente contenuta nei fumi in fase di vapore, la pressione del vapore d'acqua contenuto nei fumi risulta minore della pressione di saturazione, il grado igrometrico risulta inferiore a 1 e il numero di moli di acqua ottenuto dalla reazione di combustione, $n_{\text{H}_2\text{O},\text{fi}}$, coincide col numero di moli di vapore nei fumi, $n_{\text{v},\text{fi}}$:

$$\begin{cases} p_{v,fl} \leq p_{sat}(\theta_{fl}) \\ \varphi \leq 1 \\ n_{H_2O,fl} = n_{v,fl} \end{cases} \quad (33)$$

Nel secondo caso, in cui l'acqua nei prodotti della combustione risulta in parte contenuta nei fumi in fase di vapore e in parte condensata in fase liquida, la pressione del vapore d'acqua contenuto nei fumi risulta uguale alla pressione di saturazione, il grado igrometrico risulta uguale a 1 e il numero di moli di acqua ottenuta dalla reazione di combustione, $n_{H_2O,fl}$, coincide con la somma del numero di moli di vapore nei fumi, $n_{v,fl}$, e il numero di moli di vapore d'acqua condensato, $n_{cond,fl}$:

$$\begin{cases} p_{v,fl} = p_{sat}(\theta_{fl}) \\ \varphi = 1 \\ n_{H_2O,fl} = n_{v,fl} + n_{H_2O,cond} = n_{sat,fl} + n_{H_2O,cond} \end{cases} \quad (34)$$

Modello di calcolo. Nel modello di calcolo avente lo scopo di determinare la quantità di vapore d'acqua contenuto nei fumi e l'eventuale quantità di condensato, si suppone di disporre dei seguenti dati in ingresso: eccesso d'aria, ϵ , e temperatura dei fumi, θ_{fl} .

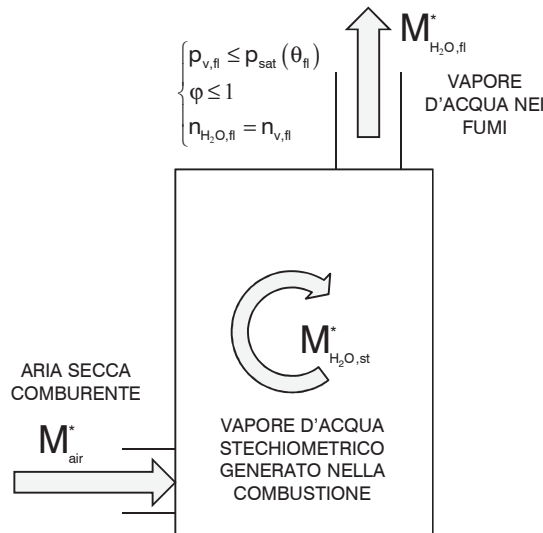


Figura 3 - Caso 1. Acqua nei prodotti della combustione, interamente contenuta nei fumi.

Per valutare se si verifica condensazione dei fumi, si confronta il numero di moli di acqua nei prodotti della combustione, $n_{H_2O,fl}$, e il numero di moli di acqua alla saturazione, $n_{sat,fl}$.

Il numero di moli di acqua nei prodotti della combustione, $n_{H_2O,fl}$, risulta pari a 2 kmol/kmolCH_4 .

In condizioni di saturazione, nota la temperatura dei fumi, è possibile ricavare la pressione di saturazione dell'acqua da correlazioni reperibili in letteratura o dalle tabelle dei vapori saturi; calcolata la pressione di saturazione è possibile ricavare il numero di moli d'acqua alla saturazione:

$$n_{sat,fl} = n_{fs} \frac{p_{sat,fl}}{p - p_{sat,fl}} \quad (35)$$

Confrontando il numero di moli d'acqua contenuto nei prodotti della combustione con il numero di moli d'acqua alla saturazione, si può ricadere in uno dei seguenti casi.

CASO 1: $n_{H_2O,fl} < n_{sat,fl}$ tutta l'acqua prodotta dalla combustione è in fase di vapore e contenuta nei fumi:

$$n_{H_2O,fl} = n_{v,fl} \quad (36)$$

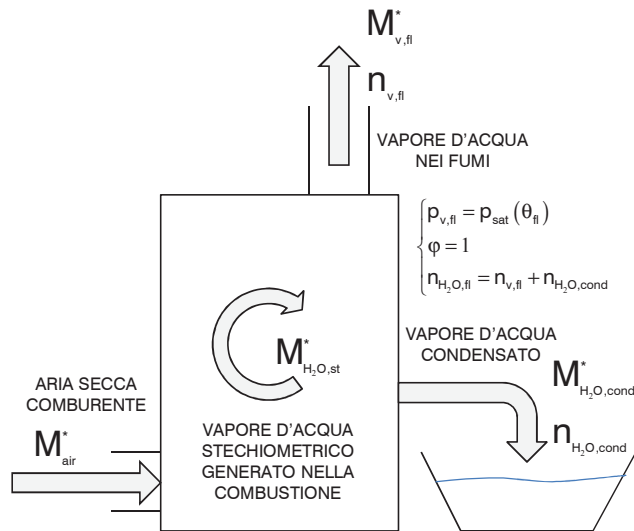


Figura 4 - Caso 2. Acqua nei prodotti dalla combustione, in parte nei fumi, in parte condensata.

La pressione parziale del vapore d'acqua può essere determinata con l'Eq. (25) in funzione dell'eccesso d'aria.

Il grado igrometrico dei fumi può essere determinato come rapporto tra la pressione parziale del vapore d'acqua e la pressione di saturazione dei fumi:

$$\phi = \frac{P_{v,fl}}{P_{sat,fl}} \quad (37)$$

Non essendoci condensazione dei fumi non si ha recupero del calore latente di condensazione.

CASO 2: se $n_{H_2O,fl} > n_{sat,fl}$ l'acqua prodotta dalla combustione in parte è contenuta nei fumi in fase di vapore, in parte è condensata in fase liquida:

$$n_{H_2O,fl} = n_{v,fl} + n_{cond,fl} = n_{sat,fl} + n_{cond,fl} \quad (38)$$

La pressione parziale del vapore d'acqua coincide con la pressione di saturazione:

$$P_{v,fl} = P_{sat,fl} \quad (39)$$

Il grado igrometrico dei fumi risulta uguale a 1.

La massa di vapore contenuto nei fumi è data dal prodotto tra il numero di moli di vapore d'acqua nei fumi e la massa molecolare dell'acqua:

$$M_{v,fl} = n_{v,fl} m_{H_2O} \quad (40)$$

La massa di vapore condensato è data dal prodotto tra il numero di moli di vapore d'acqua condensato e la massa molecolare dell'acqua:

$$M_{cond,fl} = n_{cond,fl} m_{H_2O} \quad (41)$$

Essendoci condensazione dei fumi si ha recupero del calore latente di condensazione.

Il calore recuperato per condensazione, $Q_{cond,fl}$, si ottiene dal prodotto tra la massa di vapore d'acqua condensato, $M_{cond,fl}$, e il calore latente di condensazione, $H_{cond,fl}$:

$$Q_{cond,fl} = M_{cond,fl} H_{cond,fl} \quad (42)$$

Il calore latente di vaporizzazione del vapore acqueo in funzione della temperatura, $H_{cond,fl}$, può essere fornito in tabelle che riportano le caratteristiche di stato del vapore d'acqua saturo, oppure può essere determinato con correlazioni reperibili in letteratura. La specifica tecnica UNI TS 11300-2, ad esempio, fornisce la seguente relazione semplificata per determinare il calore latente di vaporizzazione del vapore acqueo:

$$H_{\text{cond,fl}} = 0.6947 - \theta_{\text{fl}} \cdot 676 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \quad (43)$$

Per intervalli di temperatura tipici per i fumi nei GDC a condensazione (30°C-80°C), l'Eq. (43) consente di determinare con buona approssimazione i valori del calore latente di vaporizzazione del vapore acqueo che differiscono da quelli tabulati di un valore massimo pari a 0.19%.

Il recupero di calore latente in termini percentuali è dato da:

$$R = \frac{100Q_{\text{cond,fl}}}{\text{PCI}} (\%) \quad (44)$$

dove PCI è il potere calorifico inferiore del combustibile.

2.3.2 Esempi di calcolo

ESEMPIO 1

I dati in ingresso sono:

- temperatura dei fumi, $\theta_{\text{fl}} = 90^\circ\text{C}$;
- eccesso d'aria, $\varepsilon = 0.36$;
- combustibile: Gas metano (100% CH_4).

Si determina la pressione di saturazione alla temperatura dei fumi da tabelle o da correlazioni:

$$p_{\text{sat}}(\theta_{\text{fl}}) = 70.109 \text{ kPa} \quad (45)$$

Si determina il numero di moli dei fumi secchi per unità di combustibile dalla reazione di combustione in funzione dell'eccesso d'aria:

$$n_{\text{fs}} = \frac{M_{\text{fs}}}{m_{\text{fs}}} = 8.52 + 9.52\varepsilon = 11.95 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (46)$$

Determinata la pressione di saturazione e il numero di moli di fumi secchi è possibile ricavare il numero di moli d'acqua alla saturazione con l'Eq. (35):

$$n_{\text{sat,fl}} = 11.95 \frac{70.109}{101.325 - 70.109} = 26.83 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (47)$$

Il numero di moli di acqua prodotto dalla combustione per unità di combustibile deriva dalla reazione di combustione, Eq. (2):

$$n_{\text{H}_2\text{O,fl}} = 2 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (48)$$

Il numero di moli di acqua prodotte dalla combustione per unità di

combustibile, $n_{\text{H}_2\text{O},\text{fl}}$ risulta inferiore al numero di moli d'acqua alla saturazione, $n_{\text{sat},\text{fl}}$, per cui tutta l'acqua prodotta dalla combustione è contenuta nei fumi in fase di vapore (CASO 1) e conseguentemente il numero di moli di vapore contenuto nei fumi per unità di combustibile, $n_{\text{v},\text{fl}}$, coincide col numero di moli di acqua prodotta dalla combustione:

$$n_{\text{v},\text{fl}} = n_{\text{H}_2\text{O},\text{fl}} = 2 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (49)$$

La pressione parziale del vapore è determinata con l'Eq.(25):

$$p_{\text{v},\text{fl}} = \frac{n_{\text{v},\text{fl}}}{n_{\text{fl}}} p_{\text{fl}} = \frac{2}{9.52\varepsilon + 10.52} 101.325 = 14.53 \text{ kPa} \quad (50)$$

Il grado igrometrico, φ , determinato con l'Eq.(37) risulta essere dato da:

$$\varphi = \frac{p_{\text{v},\text{fl}}}{p_{\text{sat},\text{fl}}} = \frac{14.529}{70.109} = 0.207 \quad (51)$$

Non essendoci vapore d'acqua condensato non vi è recupero di calore latente.

ESEMPIO 2

I dati in ingresso sono:

- temperatura dei fumi, $\theta_{\text{fl}} = 30^\circ\text{C}$;
- eccesso d'aria, $\varepsilon = 0.36$;
- combustibile: Gas metano (100% CH_4).

Si determina la pressione di saturazione alla temperatura dei fumi da tabelle o da correlazioni:

$$p_{\text{sat}}(\theta_{\text{fl}}) = 4.24 \text{ kPa} \quad (52)$$

Si determina il numero di moli dei fumi secchi per unità di combustibile dalla reazione di combustione in funzione dell'eccesso d'aria:

$$n_{\text{fs}} = \frac{M_{\text{fs}}}{m_{\text{fs}}} = 8.52 + 9.52\varepsilon = 11.95 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (53)$$

Determinata la pressione di saturazione e il numero di moli di fumi secchi è possibile ricavare il numero di moli d'acqua alla saturazione con l'Eq. (35):

$$n_{\text{sat},\text{fl}} = n_{\text{fs}} \frac{p_{\text{sat},\text{fl}}}{p - p_{\text{sat},\text{fl}}} = 11.95 \frac{4.241}{101.325 - 4.241} = 0.52 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (54)$$

Il numero di moli di acqua prodotte dalla combustione per unità di

combustibile deriva dalla reazione di combustione, Eq. (2):

$$n_{\text{H}_2\text{O,fl}} = 2 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (55)$$

Il numero di moli di acqua prodotta dalla combustione per unità di combustibile, $n_{\text{H}_2\text{O,fl}}$ risulta superiore al numero di moli d'acqua alla saturazione, $n_{\text{sat,fl}}$, per cui l'acqua prodotta dalla combustione è in parte contenuta nei fumi in fase vapore e in parte nel condensato in fase liquida (CASO 2).

Il numero di moli di vapore contenuto nei fumi per unità di combustibile, $n_{\text{v,fl}}$, coincide col numero di moli di acqua alla saturazione:

$$n_{\text{v,fl}} = n_{\text{sat,fl}} = 0.52 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (56)$$

Il grado igrometrico è pari a 1 e la pressione parziale del vapore è uguale alla pressione di saturazione, ossia pari a 4.241 kPa.

La massa di vapore contenuto nei fumi è data dal prodotto tra il numero di moli di vapore d'acqua nei fumi e la massa molecolare dell'acqua:

$$M_{\text{v,fl}} = 0.52 \cdot 18 = 9.36 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (57)$$

Per trasformare i $\text{kmol}_{\text{CH}_4}$ in Nm^3 , si calcola la densità del gas metano in condizioni normali dall'equazione dei gas perfetti:

$$\rho_{\text{CH}_4} = \frac{p}{R\theta} = \frac{101.325 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}{0.518 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 273.15\text{K}} = 0.716 \frac{\text{kg}_{\text{CH}_4}}{\text{Nm}^3} \quad (58)$$

L'Eq. (57) diventa:

$$\begin{aligned} M_{\text{v,fl}} &= 9.36 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} = \frac{9.36 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}}}{16 \frac{\text{kg}_{\text{CH}_4}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}}} = \\ &= 0.585 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{CH}_4}} \cdot 0.716 \frac{\text{kg}_{\text{CH}_4}}{\text{Nm}^3} = 0.419 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3} \end{aligned} \quad (59)$$

Il numero di moli di vapore d'acqua condensato è ricavabile dall'Eq. (38):

$$n_{\text{cond,fl}} = n_{\text{H}_2\text{O,fl}} - n_{\text{sat,fl}} = 2 - 0.52 = 1.48 \frac{\text{kmol}}{\text{kmolCH}_4} \quad (60)$$

La massa di vapore condensato è data dal prodotto tra il numero di moli di vapore d'acqua condensato e la massa molecolare dell'acqua, Eq.(41):

$$M_{\text{cond,fl}} = 1.48 \cdot 18 = 26.6 \frac{\text{kg}}{\text{kmolCH}_4} = 1.18 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3_{\text{CH}_4}} \quad (61)$$

Con l'Eq.(43) si ottiene il calore latente di condensazione del vapore d'acqua, $H_{\text{cond,fl}}$:

$$H_{\text{cond,fl}} = 0.6947 - \theta_{\text{fl}} \cdot 676 \cdot 10^{-6} = 0.6947 - 30 \cdot 676 \cdot 10^{-6} = 0.674 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \quad (62)$$

Il calore recuperato per condensazione, $Q_{\text{cond,fl}}$, si ottiene dal prodotto tra la massa di vapore d'acqua condensato, $M_{\text{cond,fl}}$, e il calore latente di condensazione, $H_{\text{cond,fl}}$:

$$Q_{\text{cond,fl}} = M_{\text{cond,fl}} H_{\text{cond,fl}} = 1.18 \cdot 0.674 = 0.79 \frac{\text{kWh}}{\text{Nm}^3_{\text{CH}_4}} \quad (63)$$

Il recupero di calore latente in termini percentuali è dato dall'Eq. (89):

$$R = \frac{100Q_{\text{cond,fl}}}{\text{PCI}} = \frac{100 \cdot 0.79}{9.94} = 7.99\% \quad (64)$$

Il valore del potere calorifico inferiore del metano, PCI, è preso dalla UNI TS 11300-2 ed è pari a 9.94 kWh/Nm³.

2.3.3 Contenuto di vapor d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC e quantità di condensato (combustione con aria umida)

Nel modello di calcolo al Par. 2.3.1 non si è tenuto in considerazione il contenuto di vapore nell'aria comburente, che è stata considerata secca e di composizione standard.

In questo modello si vuole invece considerare anche il vapore contenuto nell'aria comburente, vapore che, per il bilancio di massa del GDC, sarà espulso come prodotto della combustione.

L'aria è considerata come una miscela di gas perfetti a due componenti (O_2 , N_2) e di vapore d'acqua. La composizione volumetrica dell'aria secca è sempre pari a: 21% ossigeno, 79% azoto. Considerando l'aria secca e il vapore come gas perfetti è possibile scrivere le relazioni:

$$p_v V = n_v R_0 \theta \quad (65)$$

$$p_{\text{air}} V = n_{\text{air}} R_0 \theta \quad (66)$$

dove n_v e n_{air} rappresentano il numero di moli di vapore d'acqua e aria secca contemporaneamente presenti nel volume V di miscela.

Il titolo dell'aria, x_{air} , è definito come rapporto tra la massa di vapore d'acqua, M_v , e la massa di aria secca, M_{air} , contenuti in un determinato volume V di miscela:

$$x_{air} = \frac{M_v}{M_{air}} = \frac{n_v m_v}{n_{air} m_{air}} \quad (67)$$

Sostituendo l'Eq. (65) e (66) nell'Eq. (67) si ottiene:

$$x_{air} = \frac{m_v p_v}{m_{air} p_{air}} = \frac{18}{28.8} \frac{p_v}{p_{air}} = 0.624 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (68)$$

dove la pressione totale, p , pari alla pressione atmosferica, è data dalla somma della pressione parziale del vapore, p_v , e dalla pressione parziale dell'aria secca, p_{air} .

Introducendo il grado igrometrico, ϕ , definito come il rapporto tra la massa di vapore contenuta nell'unità di volume di miscela, e la massa di vapore che potrebbe saturare quel volume di miscela alle stesse condizioni di temperatura:

$$\phi = \frac{M_v}{M_{sat}} = \frac{M_v/V}{M_{sat}/V} = \frac{\rho_v}{\rho_{sat}} = \frac{v_{sat}}{v_v} = \frac{n_v}{n_{sat}} = \frac{p_v}{R_v T} \frac{R_v T}{p_{sat}} = \frac{p_v}{p_{sat}} \quad (69)$$

l'Eq. (68) diventa:

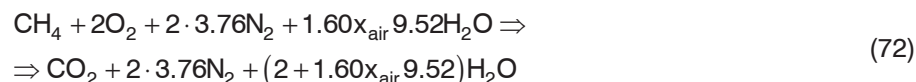
$$x_{air} = 0.624 \frac{p_v}{p - p_v} = 0.624 \frac{\phi p_{sat}}{p - \phi p_{sat}} \quad (70)$$

Dalla reazione di combustione stechiometrica tra aria secca e metano espressa dall'Eq. (3) si ricava che 1 kmol di CH_4 richiede, per la combustione completa, 2 kmol di O_2 . Essendo nota la composizione dell'aria secca (21% ossigeno, 79% azoto), per disporre di 2 kmol di O_2 occorrono $2(1+3.76)$ kmol di aria secca.

Il numero di moli di vapore nell'aria comburente, per 1 kmol di CH_4 , in funzione del titolo dell'aria, si possono ricavare dall'Eq.(70) come:

$$n_{H_2O,air} = \frac{1}{0.624} x_{air} 2(1+3.76) = 1.60 x_{air} 9.52 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{CH_4}} \quad (71)$$

Inserendo tale contributo nell'Eq.(3), la reazione di combustione diventa:

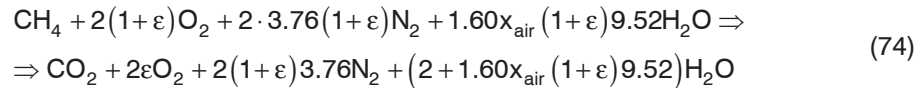


Nel caso di reazione di combustione con eccesso d'aria, Eq.(18), 1 kmol di CH₄ richiede, per la combustione completa, 2(1+ε) kmol di O₂. Nota la composizione dell'aria secca, per disporre di 2(1+ε) kmol di O₂ occorrono 2(1+ε)(1+3.76) kmol di aria secca.

Il numero di moli di vapore nell'aria comburente, per 1 kmol di CH₄, in funzione del titolo dell'aria, si può ricavare dall'Eq.(70) come:

$$n_{H_2O,air} = \frac{1}{0.624} x_{air} 2(1+\epsilon)(1+3.76) = 1.60x_{air} (1+\epsilon) 9.52 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{CH_4}} \quad (73)$$

Inserendo tale contributo, la reazione di combustione con eccesso d'aria diventa:



Ragionando analogamente al modello di calcolo descritto al Par. 2.3.1, l'acqua contenuta nei prodotti della combustione, in questo caso dovuta sia alla produzione di vapore della reazione di combustione sia alla presenza di vapore nell'aria comburente, può essere:

- 1) interamente contenuta nei fumi in fase di vapore (Fig.5);
- 2) contenuta in parte nei fumi in fase di vapore e in parte condensata in fase liquida (Fig.6).

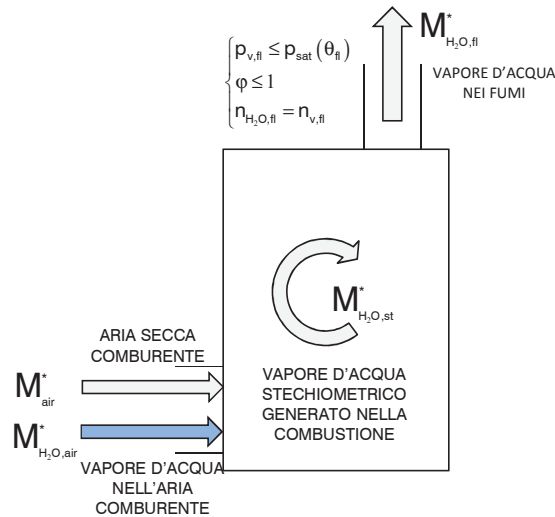


Figura 5 - Caso 1. Acqua nei prodotti della combustione, interamente contenuta nei fumi.

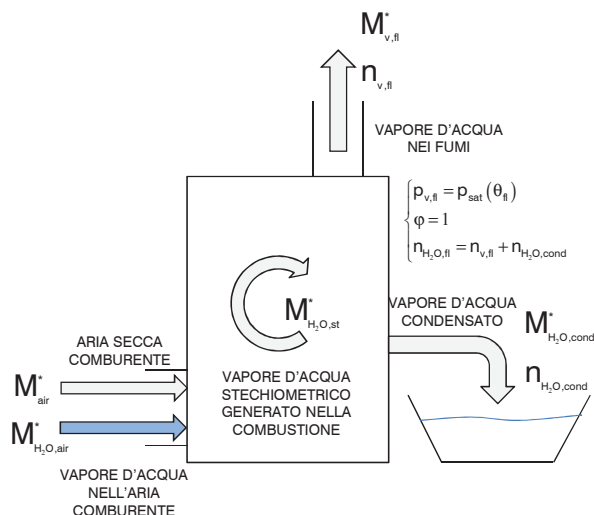


Figura 6 - Caso 2. Acqua nei prodotti dalla combustione, in parte nei fumi, in parte condensata.

Nel primo caso, ossia acqua interamente contenuta nei fumi in fase di vapore, le equazioni che descrivono la pressione parziale del vapore d'acqua contenuto nei fumi, il grado igrometrico, e il numero di moli di vapore nei fumi, sono espresse dall'Eq. (33).

Nel secondo caso, in cui l'acqua nei prodotti della combustione risulta in parte contenuta nei fumi in fase di vapore e in parte condensata in fase liquida, le equazioni che descrivono la pressione parziale del vapore d'acqua contenuto nei fumi, il grado igrometrico, il numero di moli di vapore nei fumi e il numero di moli di acqua condensata, sono espresse dall'Eq.(34).

Modello di calcolo. Nel modello di calcolo avente lo scopo di determinare la quantità di vapore d'acqua contenuto nei fumi e l'eventuale quantità di condensato, si suppone di disporre dei seguenti dati in ingresso: temperatura dell'aria comburente, θ_{air} , grado igrometrico dell'aria comburente, ϕ_{air} , eccesso d'aria, ϵ , e temperatura dei fumi, θ_{fl} .

Per valutare se si verifica la condensazione dei fumi, si confronta il numero di moli di acqua nei prodotti della combustione, $n_{H2O,fl}$, e il numero di moli di acqua alla saturazione, $n_{sat,fl}$.

La differenza rispetto al modello descritto al Par. 2.3.1, in cui si considera l'aria comburente secca, è data dal numero di moli di acqua nei prodotti della combustione, $n_{H2O,fl}$, che in questo caso comprende anche il numero di

moli di vapore contenuti nell'aria comburente:

$$n_{\text{H}_2\text{O},\text{fl}} = 2 + 1.60x_{\text{air}}(1 + \varepsilon)9.52 \quad (75)$$

Confrontando il numero di moli d'acqua contenuto nei prodotti della combustione con il numero di moli d'acqua alla saturazione, si può ricadere in uno dei seguenti casi:

CASO 1. Se $n_{\text{H}_2\text{O},\text{fl}} < n_{\text{sat},\text{fl}}$ tutta l'acqua nei prodotti della combustione è in fase di vapore e contenuta nei fumi:

$$n_{\text{H}_2\text{O},\text{fl}} = n_{\text{v},\text{fl}} \quad (76)$$

Considerando il vapore contenuto nei fumi e i fumi umidi come gas perfetti, è possibile scrivere le relazioni:

$$p_{\text{v},\text{fl}}V = n_{\text{v},\text{fl}}R_0T \quad (77)$$

$$p_{\text{fl}}V = n_{\text{fl}}R_0T \quad (78)$$

dove $n_{\text{v},\text{fl}}$ e n_{fl} rappresentano il numero di moli di vapore d'acqua nei fumi e di fumi umidi contemporaneamente presente nel volume V di miscela.

La pressione parziale del vapore d'acqua può essere determinata con le Eqq. (65) e (66) come:

$$p_{\text{v},\text{fl}} = \frac{n_{\text{v},\text{fl}}}{n_{\text{fl}}} p_{\text{fl}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O},\text{fl}}}{n_{\text{fl}}} p_{\text{fl}} \quad (79)$$

dove il numero di moli di acqua nei prodotti della combustione, $n_{\text{H}_2\text{O},\text{fl}}$ si calcola con l'Eq.(75), mentre il numero di moli di fumi umidi si ricava dalla reazione di combustione, Eq. (74):

$$\begin{aligned} n_{\text{fl}} &= 1 + 2\varepsilon + 2(1 + \varepsilon)3.76 + 2 + 1.6x_{\text{air}}(1 + \varepsilon)9.52 = \\ &= 9.52\varepsilon(1 + 1.6x_{\text{air}}) + 10.52 + 1.6x_{\text{air}}9.52 \end{aligned} \quad (80)$$

Sostituendo le Eq.(75) e (80) nell'Eq.(79), la pressione parziale del vapore d'acqua si può determinare come:

$$p_{\text{v},\text{fl}} = \frac{n_{\text{v},\text{fl}}}{n_{\text{fl}}} p_{\text{fl}} = \frac{2 + 1.6x_{\text{air}}(1 + \varepsilon)9.52}{9.52\varepsilon(1 + 1.6x_{\text{air}}) + 10.52 + 1.6x_{\text{air}}9.52} p_{\text{fl}} \quad (81)$$

Il grado igrometrico dei fumi può essere determinato come rapporto tra la pressione parziale del vapore d'acqua e la pressione di saturazione dei fumi:

$$\varphi = \frac{p_{\text{v},\text{fl}}}{p_{\text{sat},\text{fl}}} \quad (82)$$

Non essendoci condensazione dei fumi, non si ha recupero dovuto al calore latente di condensazione.

CASO 2. Se $n_{\text{H}_2\text{O,fl}} > n_{\text{sat,fl}}$ l'acqua prodotta dalla combustione in parte è contenuta nei fumi in fase di vapore, in parte è condensata in fase liquida.

$$n_{\text{H}_2\text{O,fl}} = n_{\text{v,fl}} + n_{\text{cond,fl}} = n_{\text{sat,fl}} + n_{\text{cond,fl}} \quad (83)$$

La pressione parziale del vapore d'acqua coincide con la pressione di saturazione

$$p_{\text{v,fl}} = p_{\text{sat,fl}} \quad (84)$$

Il grado igrometrico dei fumi risulta uguale a 1.

La massa di vapore contenuto nei fumi è data dal prodotto tra il numero di moli di vapore d'acqua nei fumi e la massa molecolare dell'acqua:

$$M_{\text{v,fl}} = n_{\text{v,fl}} m_{\text{H}_2\text{O}} \quad (85)$$

La massa di vapore condensato è data dal prodotto tra il numero di moli di vapore d'acqua condensato e la massa molecolare dell'acqua:

$$M_{\text{cond,fl}} = n_{\text{cond,fl}} m_{\text{H}_2\text{O}} \quad (86)$$

Essendoci condensazione dei fumi si ha recupero dovuto al calore latente di condensazione.

Il calore recuperato per condensazione, $Q_{\text{cond,fl}}$, si ottiene dal prodotto tra la massa di vapore d'acqua condensato, $M_{\text{cond,fl}}$, e il calore latente di condensazione, $H_{\text{cond,fl}}$:

$$Q_{\text{cond,fl}} = M_{\text{cond,fl}} H_{\text{cond,fl}} \quad (87)$$

Il calore latente di condensazione del vapore d'acqua, $H_{\text{cond,fl}}$, si calcola in funzione della temperatura dei fumi come:

$$H_{\text{cond,fl}} = 0.6947 - \theta_{\text{fl}} \cdot 676 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \right) \quad (88)$$

Il recupero di calore latente in termini percentuali è dato da:

$$R = \frac{100 Q_{\text{cond,fl}}}{\text{PCI}} (\%) \quad (89)$$

dove PCI è il potere calorifico inferiore del combustibile.

2.3.4 Esempi di calcolo

ESEMPIO 1

I dati in ingresso sono:

- temperatura dell'aria comburente: $\theta_{\text{air}}=20^{\circ}\text{C}$;
- grado igrometrico dell'aria: $\phi_{\text{air}}=0.5$;
- temperatura dei fumi: $\theta_{\text{fl}}=90^{\circ}\text{C}$;
- eccesso d'aria: $\varepsilon=0.36$;
- combustibile: gas metano (100% CH_4).

Si determina la pressione di saturazione alla temperatura dei fumi da tabelle o da correlazioni:

$$p_{\text{sat}}(\theta_{\text{fl}}) = 70.11 \text{ kPa} \quad (90)$$

Si determina il numero di moli dei fumi secchi per unità di combustibile dalla reazione di combustione in funzione dell'eccesso d'aria:

$$n_{\text{fs}} = \frac{M_{\text{fs}}}{m_{\text{fs}}} = 8.52 + 9.52\varepsilon = 11.95 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (91)$$

Determinata la pressione di saturazione e il numero di moli di fumi secchi è possibile ricavare il numero di moli d'acqua alla saturazione con l'Eq. (35):

$$n_{\text{sat,fl}} = 11.95 \frac{70.109}{101.325 - 70.109} = 26.83 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (92)$$

Nota la temperatura e il grado igrometrico dell'aria comburente è possibile ricavare il titolo con l'Eq.(70):

$$x_{\text{air}} = 0.624 \frac{p_v}{p - p_v} = 0.624 \frac{0.5 \cdot 2.337}{101.325 - 0.5 \cdot 2.337} = 0.007 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{\text{as}}} \quad (93)$$

Il numero di moli di vapore d'acqua nell'aria comburente per 1 kmol di CH_4 si ricavano con l'Eq.(73):

$$\begin{aligned} n_{\text{H}_2\text{O,air}} &= 1.61x_{\text{air}}(1 + \varepsilon)9.52 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} = \\ &= 1.60 \cdot 0.007(1 + 0.36)9.52 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} = 0.151 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \end{aligned} \quad (94)$$

Il numero di moli di acqua totali contenute nei prodotti dalla combustione per unità di combustibile si determina dalla reazione di combustione espressa dall'Eq.(74):

$$n_{\text{H}_2\text{O,fl}} = (2 + 1.60x_{\text{air}}(1 + \varepsilon)9.52) \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} = 2.151 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (95)$$

Il numero di moli di acqua prodotte dalla combustione per unità di

combustibile, $n_{H_2O,fl}$ risulta inferiore al numero di moli d'acqua alla saturazione, $n_{sat,fl}$, per cui tutta l'acqua prodotta dalla combustione è contenuta nei fumi in fase di vapore (CASO 1) e conseguentemente il numero di moli di vapore contenuto nei fumi per unità di combustibile, $n_{v,fl}$, coincide col numero di moli di acqua prodotta dalla combustione:

$$n_{v,fl} = n_{H_2O,fl} = 2.151 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{CH_4}} \quad (96)$$

La pressione parziale del vapore è determinata con l'Eq.(81):

$$p_{v,fl} = \frac{n_{v,fl}}{n_{fl}} p_{fl} = \frac{2 + 1.6x_{air}(1 + \varepsilon)9.52}{9.52\varepsilon(1 + 1.6x_{air}) + 10.52 + 1.6x_{air}9.52} p_{fl} = 15.46 \text{ kPa} \quad (97)$$

Il grado igrometrico dei fumi, φ_{fl} , determinato con l'Eq.(37) risulta essere dato da:

$$\varphi = \frac{15.460}{70.109} = 0.22 \quad (98)$$

Non essendoci vapore d'acqua condensato non vi è recupero di calore latente.

ESEMPIO 2

I dati in ingresso sono:

- temperatura dell'aria comburente: $\theta_{air} = 20^\circ\text{C}$;
- grado igrometrico dell'aria: $\varphi_{air} = 0.5$;
- temperatura dei fumi: $T_{fl} = 30^\circ\text{C}$;
- eccesso d'aria: $\varepsilon = 0.36$;
- combustibile: Gas metano (100% CH_4).

Si determina la pressione di saturazione alla temperatura dei fumi da tabelle o da correlazioni:

$$p_{sat}(\theta_{fl}) = 4.24 \text{ kPa} \quad (99)$$

Si determina il numero di moli dei fumi secchi per unità di combustibile dalla reazione di combustione in funzione dell'eccesso d'aria:

$$n_{fs} = \frac{M_{fs}}{m_{fs}} = 8.52 + 9.52\varepsilon = 11.95 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{CH_4}} \quad (100)$$

Determinata la pressione di saturazione e il numero di moli di fumi secchi è possibile ricavare il numero di moli d'acqua alla saturazione con l'Eq. (35):

$$n_{\text{sat,fl}} = 11.95 \frac{4.241}{101.325 - 4.241} = 0.52 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (101)$$

Nota la temperatura e il grado igrometrico dell'aria comburente è possibile ricavare il titolo con l'Eq.(70):

$$x_{\text{air}} = 0.624 \frac{p_v}{p - p_v} = 0.624 \frac{0.5 \cdot 2.337}{101.325 - 0.5 \cdot 2.337} = 0.007 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{\text{as}}} \quad (102)$$

Il numero di moli di vapore d'acqua nell'aria comburente per 1 kmol di CH₄ si ricava con l'Eq.(73):

$$\begin{aligned} n_{\text{H}_2\text{O,air}} &= 1.60 x_{\text{air}} (1 + \varepsilon) 9.52 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} = \\ &1.60 \cdot 0.007 (1 + 0.36) 9.52 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} = 0.151 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \end{aligned} \quad (103)$$

Il numero di moli di acqua totale contenuto nei prodotti dalla combustione per unità di combustibile si determina dalla reazione di combustione espressa dall'Eq.(75):

$$n_{\text{H}_2\text{O,fl}} = (2 + 1.60 x_{\text{air}} (1 + \varepsilon) 9.52) \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} = 2.151 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (104)$$

Il numero di moli di acqua prodotto dalla combustione per unità di combustibile, $n_{\text{H}_2\text{O,fl}}$ risulta superiore al numero di moli d'acqua alla saturazione, $n_{\text{sat,fl}}$, per cui l'acqua prodotta dalla combustione è in parte contenuta nei fumi in fase di vapore e in parte nel condensato in fase liquida (CASO 2).

Il numero di moli di vapore contenuto nei fumi per unità di combustibile, $n_{\text{v,fl}}$, coincide col numero di moli di acqua alla saturazione:

$$n_{\text{v,fl}} = n_{\text{sat,fl}} = 0.52 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (105)$$

Il grado igrometrico è pari a 1 e la pressione parziale del vapore è uguale alla pressione di saturazione, ossia pari a 4241 Pa.

La massa di vapore contenuto nei fumi è data dal prodotto tra il numero di moli di vapore d'acqua nei fumi e la massa molecolare dell'acqua, Eq.(40):

$$M_{\text{v,fl}} = 0.52 \cdot 18 = 9.39 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (106)$$

Per trasformare i $\text{kmol}_{\text{CH}_4}$ in Nm^3 , si calcola la densità del gas metano in condizioni normali dall'equazione dei gas perfetti con l'Eq. (58), per cui l'Eq. (106) diventa:

$$M_{v,fl} = 9.36 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} = \frac{9.36 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}}}{16 \frac{\text{kg}_{\text{CH}_4}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}}} = 0.585 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{CH}_4}} \cdot 0.716 \frac{\text{kg}_{\text{CH}_4}}{\text{Nm}^3} = 0.419 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3} \quad (107)$$

Il numero di moli di vapore d'acqua condensato è ricavabile dall'Eq.(38):

$$n_{\text{cond,fl}} = n_{\text{H}_2\text{O,fl}} - n_{\text{sat,fl}} = 2.151 - 0.52 = 1.63 \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \quad (108)$$

La massa di vapore condensato è data dal prodotto tra il numero di moli di vapore d'acqua condensato e la massa molecolare dell'acqua, Eq.(41):

$$M_{\text{cond,fl}} = 1.63 \cdot 18 = 29.33 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} = 1.309 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}_{\text{CH}_4}^3} \quad (109)$$

Il calore latente di condensazione del vapore d'acqua, $H_{\text{cond,fl}}$, si calcola con l'Eq. (88):

$$H_{\text{cond,fl}} = 0.6947 - \theta_{fl} \cdot 676 \cdot 10^{-6} = 0.6947 - 30 \cdot 676 \cdot 10^{-6} = 0.674 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \quad (110)$$

Il calore recuperato per condensazione, $Q_{\text{cond,fl}}$, si ottiene dal prodotto tra la massa di vapore d'acqua condensato, $M_{\text{cond,fl}}$, e il calore latente di condensazione, $H_{\text{cond,fl}}$, Eq.(87):

$$Q_{\text{cond,fl}} = M_{\text{cond,fl}} H_{\text{cond,fl}} = 1.312 \cdot 0.674 = 0.884 \frac{\text{kWh}}{\text{Nm}_{\text{CH}_4}^3} \quad (111)$$

Il valore del potere calorifico inferiore del metano, H_i , è preso dalla UNI TS 11300-2 ed è pari a 9.94 kWh/Nm^3 .

Il recupero di calore latente in termini percentuali è dato dall'Eq. (89):

$$R = \frac{100 Q_{\text{cond,fl}}}{\text{PCI}} = \frac{100 \cdot 0.884}{9.94} = 8.90\% \quad (112)$$

2.3.5 Contenuto di vapor d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC e quantità di condensato (combustione di un idrocarburo generico con aria umida)

Nella trattazione si è considerato come combustibile il gas metano, essendo questo il combustibile più diffuso. In questo paragrafo si vuole generalizzare il modello di calcolo per la determinazione della quantità di vapore d'acqua nei fumi e di condensato per la combustione tra un idrocarburo generico di composizione C_aH_b e aria standard.

La reazione stechiometrica di combustione tra un idrocarburo generico, C_aH_b , e aria secca standard, è espressa dall'Eq. (2) e nel caso di combustione con eccesso d'aria dall'Eq.(13).

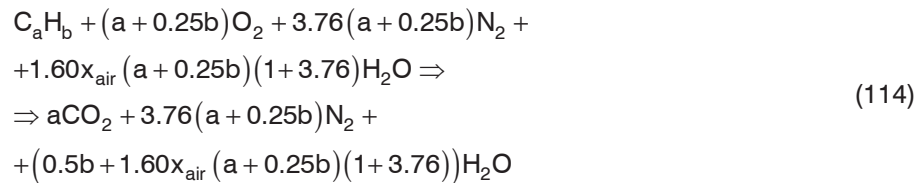
L'aria è considerata come una miscela di gas perfetti a due componenti (O_2 , N_2) e di vapore d'acqua. Il titolo dell'aria è espresso in funzione della pressione parziale del vapore d'acqua o del grado igrometrico e della pressione di saturazione dall'Eq. (70).

Dalla reazione stechiometrica tra aria secca e combustibile C_aH_b si ricava che 1 kmol di C_aH_b richiede, per la combustione completa, $(a+0.25b)$ kmol di O_2 . Nota la composizione dell'aria secca, per disporre di $(a+0.25b)$ kmol di O_2 occorrono $(a+0.25b)(1+3.76)$ kmol di aria secca.

Il numero di moli di vapore nell'aria comburente, per 1 kmol di C_aH_b , in funzione del titolo dell'aria, può essere ricavato con l'Eq.(70) come:

$$n_{H_2O,air} = \frac{1}{0.624} x_{air} (a + 0.25b)(1 + 3.76) \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{CH_4}} \quad (113)$$

Inserendo tale contributo, la reazione di combustione diventa:

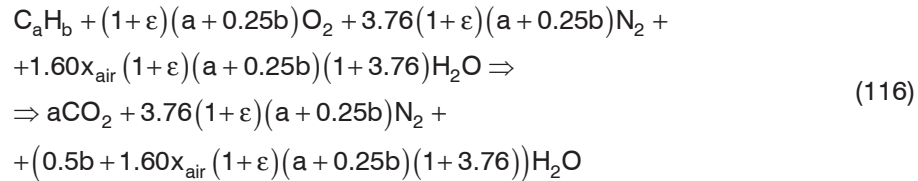


Nel caso di reazione di combustione con eccesso d'aria, 1 kmol di C_aH_b richiede, per la combustione completa, $(a+0.25b)(1+\varepsilon)$ kmol di O_2 . Per disporre di $(a+0.25b)(1+\varepsilon)$ kmol di O_2 occorrono $(a+0.25b)(1+\varepsilon)(1+3.76)$ kmol di aria secca.

Il numero di moli di vapore nell'aria comburente, per 1 kmol di C_aH_b , in funzione del titolo dell'aria, può essere ricavato con l'Eq.(70) come:

$$n_{H_2O,air} = \frac{1}{0.624} x_{air} (1 + \varepsilon)(a + 0.25b)(1 + 3.76) \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{CH_4}} \quad (115)$$

Inserendo tale contributo la reazione di combustione con eccesso d'aria diventa:



Come per il caso della combustione tra aria e metano, l'acqua contenuta nei prodotti della combustione può essere:

- 1) interamente contenuta nei fumi in fase di vapore;
- 2) contenuta in parte nei fumi in fase di vapore e in parte condensata in fase liquida.

Nel primo caso, ossia acqua interamente contenuta nei fumi in fase di vapore, le equazioni che descrivono la pressione parziale del vapore d'acqua contenuto nei fumi, il grado igrometrico, e il numero di moli di vapore nei fumi, sono espresse dall'Eq. (33).

Nel secondo caso, in cui l'acqua nei prodotti della combustione risulta in parte contenuta nei fumi in fase di vapore e in parte condensata in fase liquida, le equazioni che descrivono la pressione parziale del vapore d'acqua contenuto nei fumi, il grado igrometrico, il numero di moli di vapore nei fumi e il numero di moli di acqua condensata, sono espresse dall'Eq. (34).

Modello di calcolo. Nel modello di calcolo avente lo scopo di determinare la quantità di vapore d'acqua contenuto nei fumi e l'eventuale quantità di condensato, si suppone di disporre dei seguenti dati in ingresso: composizione chimica del combustibile ($C_a H_b$), temperatura dell'aria comburente, θ_{air} , grado igrometrico dell'aria comburente, φ_{air} , eccesso d'aria, ε , e temperatura dei fumi, θ_{fl} .

Per valutare se si verifica condensazione dei fumi, si confronta il numero di moli di acqua nei prodotti della combustione, $n_{H_2O,fl}$, e il numero di moli di acqua alla saturazione, $n_{\text{sat,fl}}$.

Dalla reazione di combustione che tiene conto del vapore d'acqua nell'aria comburente, Eq.(116), si ricava il numero di moli di acqua nei prodotti della combustione come somma del vapore generato con la combustione e del vapore contenuto nell'aria comburente:

$$n_{H_2O,fl} = 0.5b + 1.60x_{\text{air}}(1 + \varepsilon)(a + 0.25b)(1 + 3.76)
 \tag{117}$$

Il numero di moli d'acqua alla saturazione si calcola con l'Eq.(35) in funzione del numero di moli di fumi secchi, che si ricava dalla reazione

espressa dall'Eq.(116):

$$\begin{aligned} n_{fs} &= a + (a + 0.25b)\varepsilon + 3.76(1 + \varepsilon)(a + 0.25b) = \\ &= a + (a + 0.25b)(3.76 + \varepsilon 4.76) \frac{\text{kmol}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} \end{aligned} \quad (118)$$

Confrontando il numero di moli d'acqua contenuto nei prodotti della combustione con il numero di moli d'acqua alla saturazione, si può ricadere in uno dei seguenti casi:

CASO 1. Se $n_{\text{H}_2\text{O},\text{fl}} < n_{\text{sat},\text{fl}}$ tutta l'acqua nei prodotti della combustione è in fase di vapore e contenuta nei fumi:

$$n_{\text{H}_2\text{O},\text{fl}} = n_{\text{v},\text{fl}} \quad (119)$$

La pressione parziale del vapore d'acqua si può determinare dall'Eq.(79) in funzione del numero di moli di acqua contenuto nei prodotti della combustione e del numero di moli di fumi umidi che si ricavano dalla reazione di combustione, Eq.(116):

$$\begin{aligned} n_{\text{fl}} &= a + 3.76(1 + \varepsilon)(a + 0.25b) + 0.5b + \\ &+ 1.60x_{\text{air}}(1 + \varepsilon)(a + 0.25b)(1 + 3.76) = a + 0.5b + 8.52(1 + \varepsilon)(a + 0.25b) \end{aligned} \quad (120)$$

Sostituendo le Eq.(117) e (120) nell'Eq.(79), la pressione parziale del vapore d'acqua si può determinare come:

$$p_{\text{v},\text{fl}} = \frac{n_{\text{v},\text{fl}}}{n_{\text{fl}}} p_{\text{fl}} = \frac{0.5b + 1.60x_{\text{air}}(1 + \varepsilon)(a + 0.25b)(1 + 3.76)}{a + 0.5b + 8.52(1 + \varepsilon)(a + 0.25b)} p_{\text{fl}} \quad (121)$$

Il grado igrometrico dei fumi può essere determinato come rapporto tra la pressione parziale del vapore d'acqua e la pressione di saturazione dei fumi. Non essendoci condensazione dei fumi non si ha recupero dovuto al calore latente di condensazione.

CASO 2. Se $n_{\text{H}_2\text{O},\text{fl}} > n_{\text{sat},\text{fl}}$, l'acqua prodotta dalla combustione in parte è contenuta nei fumi in fase di vapore, in parte condensata in fase liquida.

$$n_{\text{H}_2\text{O},\text{fl}} = n_{\text{v},\text{fl}} + n_{\text{cond},\text{fl}} = n_{\text{sat},\text{fl}} + n_{\text{cond},\text{fl}} \quad (122)$$

La pressione parziale del vapore d'acqua coincide con la pressione di saturazione. Il grado igrometrico dei fumi risulta uguale a 1.

La massa di vapore contenuto nei fumi è data dal prodotto tra il numero di moli di vapore d'acqua nei fumi e la massa molecolare dell'acqua, Eq.(85). La massa di vapore condensato è data dal prodotto tra il numero di moli di vapore d'acqua condensato e la massa molecolare dell'acqua,

Eq.(86). Essendoci condensazione dei fumi si ha recupero dovuto al calore latente di condensazione.

Il calore recuperato per condensazione, $Q_{\text{cond,fl}}$, si ottiene dal prodotto tra la massa di vapore d'acqua condensato, $M_{\text{cond,fl}}$, e il calore latente di condensazione, $H_{\text{cond,fl}}$, Eq.(87), che si calcola in funzione della temperatura dei fumi, Eq.(88). Il recupero di calore latente in termini percentuali è espresso dall'Eq. (89) in funzione del potere calorifico inferiore del combustibile.

2.3.6 Condensazione del vapore d'acqua contenuto nei prodotti della combustione di differenti combustibili gassosi

Tra i combustibili gassosi comunemente impiegati negli impianti civili di piccola media taglia quelli più diffusi sono i gas naturali. I gas naturali sono prevalentemente composti da metano (CH_4) ma contengono anche quantità minori di altri idrocarburi, come etano (C_2H_6), propano (C_3H_8) e butano (C_4H_{10}).

In questa trattazione si vuole valutare come variano i valori di temperatura di condensazione del vapore d'acqua contenuto nei prodotti della combustione e la quantità di condensato per diversi tipi di combustibili gassosi. I combustibili gassosi analizzati sono idrocarburi la cui composizione generica può essere scritta come C_aH_b . La reazione stechiometrica di combustione tra un generico idrocarburo e l'aria secca standard è espressa dall'Eq.(2); nel caso di combustione con eccesso d'aria, la reazione è espressa dall'Eq.(13). Se si considera anche il contributo dell'umidità dell'aria comburente, la reazione di combustione diventa l'Eq.(116).

Per valutare come variano le condizioni di condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi per diversi combustibili, si confronta il numero di moli di acqua nei prodotti della combustione, $n_{\text{H}_2\text{O,fl}}$, e il numero di moli di acqua alla saturazione, $n_{\text{sat,fl}}$, al variare della composizione del combustibile e dell'eccesso d'aria e mantenendo costanti le condizioni termogrometriche dell'aria comburente.

Il numero di moli di acqua contenuto nei prodotti della combustione, $n_{\text{H}_2\text{O,fl}}$, è ricavabile dalla reazione di combustione, espressa dall'Eq.(116):

$$n_{\text{H}_2\text{O,fl}} = 0.5b + 1.60x_{\text{air}}(1 + \epsilon)(a + 0.25b)(1 + 3.76) \quad (123)$$

Il numero di moli d'acqua contenuta nei fumi alla saturazione, è stato determinato in funzione della pressione di saturazione del vapore d'acqua e del numero di moli di fumi secchi:

$$n_{\text{sat,fl}} = n_{\text{fs}} \frac{p_{\text{sat,fl}}}{p - p_{\text{sat,fl}}} \quad (124)$$

La pressione di saturazione si trova in tabelle o si calcola da correlazioni reperibili in letteratura in funzione della temperatura dei fumi.

Il numero di moli di fumi secchi si determina dalla reazione di combustione espressa dall'Eq. (116):

$$\begin{aligned} n_{\text{fs}} &= a + (a + 0.25b)\varepsilon + 3.76(1 + \varepsilon)(a + 0.25b) = \\ &= a + (a + 0.25b)(3.76 + \varepsilon 4.76) \end{aligned} \quad (125)$$

Dal confronto tra il numero di moli d'acqua contenute nei prodotti della combustione, $n_{\text{H}_2\text{O,fl}}$, e il numero di moli d'acqua alla saturazione, $n_{\text{sat,fl}}$, si può verificare che se $n_{\text{H}_2\text{O,fl}} < n_{\text{sat,fl}}$ tutta l'acqua nei prodotti della combustione è in fase di vapore e contenuta nei fumi, se invece $n_{\text{H}_2\text{O,fl}} > n_{\text{sat,fl}}$ l'acqua prodotta dalla combustione in parte è contenuta nei fumi in fase di vapore, in parte condensata in fase liquida.

Il numero di moli di acqua condensata è dato dalla differenza tra il numero di moli d'acqua contenute nei prodotti della combustione e il numero di moli d'acqua alla saturazione:

$$n_{\text{cond,fl}} = n_{\text{H}_2\text{O,fl}} - n_{\text{sat,fl}} \quad (126)$$

La temperatura di condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi si calcola per mezzo di tabelle o di correlazioni in funzione della pressione di saturazione. La pressione di saturazione si calcola uguagliando il numero di moli d'acqua contenute nei prodotti della combustione, $n_{\text{H}_2\text{O,fl}}$, e il numero di moli d'acqua alla saturazione, $n_{\text{sat,fl}}$.

Definendo il termine A, come:

$$A = \frac{p_{\text{sat,fl}}}{p - p_{\text{sat,fl}}} \quad (127)$$

il numero di moli alla saturazione si può scrivere come:

$$n_{\text{sat,fl}} = n_{\text{fs}} A = [a + (a + 0.25b)(3.76 + \varepsilon 4.76)] A \quad (128)$$

Dall'uguaglianza tra l'Eq.(128) e l'Eq.(123) si ottiene:

$$A = \frac{0.5b + 1.60x_{\text{air}}(1 + \varepsilon)(a + 0.25b)(1 + 3.76)}{a + (a + 0.25b)(3.76 + \varepsilon 4.76)} \quad (129)$$

da cui, nota la composizione del combustibile, il titolo dell'aria comburente, e l'eccesso d'aria, si ricava la pressione di saturazione:

$$P_{\text{sat,fl}} = \frac{A \cdot p}{1 + A} \quad (130)$$

Per mezzo di tabelle o di correlazioni è possibile ricavare la temperatura di condensazione dei fumi corrispondente alla pressione di saturazione così determinata.

2.3.7 Esempi di calcolo

Si prendono di riferimento alcuni combustibili gassosi di interesse pratico, la cui composizione chimica è riportata in Tab. I. In particolare gli idrocarburi analizzati appartengono alla famiglia degli alcani, la cui formula generale risulta C_aH_{2a+2} .

Si considera che l'aria comburente abbia una temperatura pari a 20°C e un grado igrometrico di 0.5; il titolo corrispondente a tali condizioni risulta di 0.007kg_v/kg_{as}.

Fissato un valore di eccesso d'aria, per ognuno dei combustibili riportati in Tab.I, si calcola il numero di moli d'acqua contenute nei prodotti della combustione, $n_{H_2O,fl}$, il numero di moli d'acqua alla saturazione, $n_{\text{sat,fl}}$, e il numero di moli di condensato, $n_{\text{cond,fl}}$, rispettivamente con le Eq. (123), (124) e (126), per diversi valori di temperatura dei fumi.

Nelle Fig. 7-10 si riportano i grafici dei risultati ottenuti per eccessi d'aria rispettivamente pari a: 0, 0.2, 0.36, 0.5.

Dai grafici in Fig.7-10 si osserva che:

- il numero di moli d'acqua contenute nei prodotti della combustione aumenta all'aumentare del numero di atomi di carbonio e idrogeno contenuti nel combustibile;
- il numero di moli di acqua alla saturazione aumenta all'aumentare della temperatura dei fumi;
- il numero di moli di acqua alla saturazione, a parità di temperatura dei fumi, aumenta all'aumentare dell'eccesso d'aria;
- l'andamento del numero di moli di acqua contenute nei fumi e alla saturazione risulta lineare in quanto i combustibili analizzati fanno parte della famiglia degli alcani per cui si ha una linearità tra il numero di atomi di carbonio e quelli di idrogeno;
- per bassi valori di temperatura dei fumi, la quantità di vapore condensato aumenta all'aumentare del numero degli atomi della molecola di combustibile; per valori di temperatura prossimi a quelli di saturazione, la quantità di vapore d'acqua condensato diminuisce all'aumentare del numero di atomi contenuti nella molecola di combustibile. Tale fenomeno si può facilmente apprezzare nel grafico corrispondente a un eccesso d'aria pari a 0.36, in cui, per valori di temperatura pari a 50°C e 60°C, la quantità di

condensato tende a diminuire fino ad annullarsi, all'aumentare del numero di atomi in una molecola di combustibile.

Per gli stessi combustibili e a parità di condizioni termo-igrometriche dell'aria comburente, si calcola la temperatura di condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi, al variare dell'eccesso d'aria. Dalle Fig.11 e 12, in cui sono riportati i risultati ottenuti per i casi di combustione con aria secca ($x_{\text{air}}=0 \text{ kg}_v/\text{kg}_{\text{as}}$) e di combustione con aria umida ($x_{\text{air}}=0.007 \text{ kg}_v/\text{kg}_{\text{as}}$), si può osservare che:

- a parità di combustibile e di condizioni termo-igrometriche dell'aria, la temperatura di condensazione dei fumi diminuisce all'aumentare dell'eccesso d'aria;
- i valori di temperatura di condensazione maggiori si ottengono con la combustione del metano; all'aumentare del rapporto tra il numero di atomi di carbonio, a, e di idrogeno, b, contenuti in una molecola di combustibile, i valori della temperatura di condensazione diminuiscono;
- a parità di combustibile e di eccesso d'aria, i valori di temperatura di condensazione dei fumi aumentano all'aumentare dell'umidità dell'aria comburente.

Nel caso di combustione tra una miscela di combustibili e aria, il fatto che il valore della temperatura di condensazione dei fumi non sia uguale per tutti i combustibili, comporta che non necessariamente per tutti i combustibili la temperatura dei fumi sia inferiore a quella di condensazione. Conseguentemente la quantità di condensato e il calore latente recuperato sono fortemente influenzati dalla composizione della miscela di combustibile. In condizioni di normale funzionamento per i combustibili che hanno una minore temperatura di condensazione (ad es. il butano), vi sono minori probabilità di formazione di condensa e quindi di recupero di calore latente.

Tabella I - Composizione chimica dei combustibili analizzati.

	Combustibile	Composizione
1	Metano	CH_4
2	Etano	C_2H_6
3	Propano	C_3H_8
4	Butano	C_4H_{10}

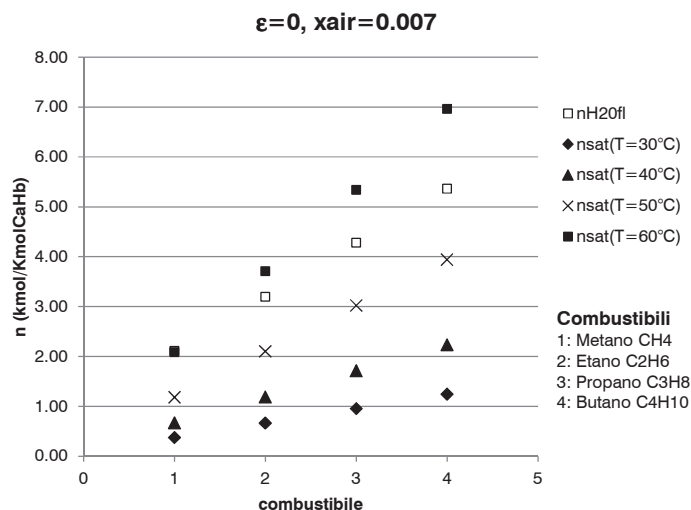


Figura 7 - Numero di moli d'acqua nei prodotti della combustione, $n_{H_2O,fl}$, numero di moli d'acqua alla saturazione, $n_{sat,fl}$, per differenti combustibili al variare del valore di temperatura dei fumi in condizioni stechiometriche.

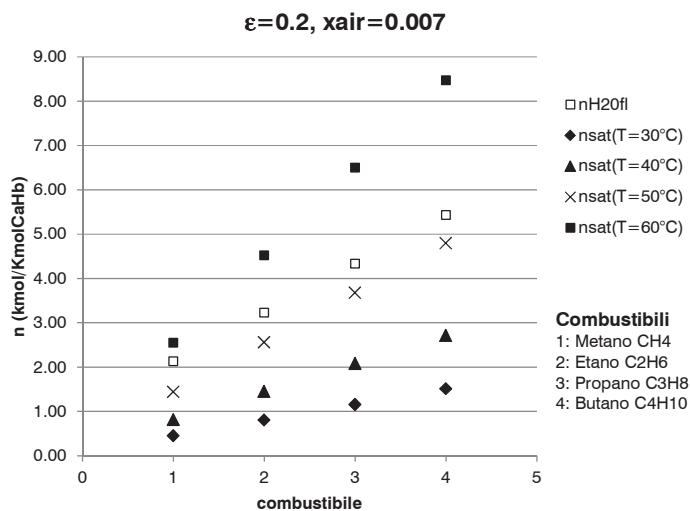


Figura 8 - Numero di moli d'acqua nei prodotti della combustione, $n_{H_2O,fl}$, numero di moli d'acqua alla saturazione, $n_{sat,fl}$, per differenti combustibili al variare del valore di temperatura dei fumi, per $\epsilon=0.2$.

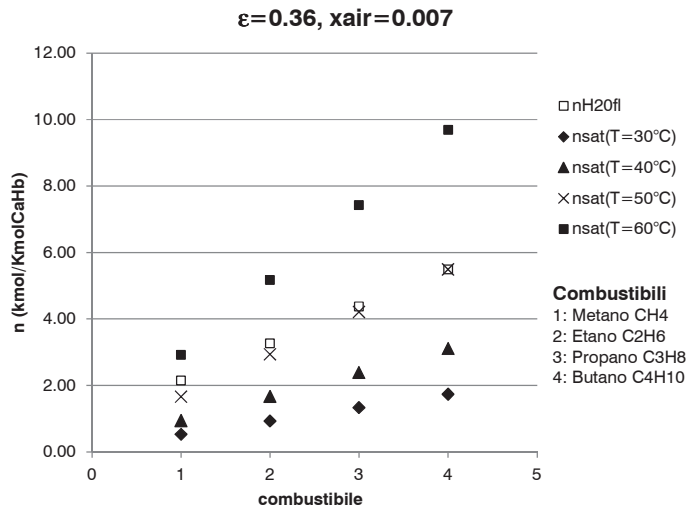


Figura 9 - Numero di moli d'acqua nei prodotti della combustione, $n_{H_2O,fl}$, numero di moli d'acqua alla saturazione, $n_{sat,fl}$, per differenti combustibili al variare del valore di temperatura dei fumi, per $\epsilon=0.36$

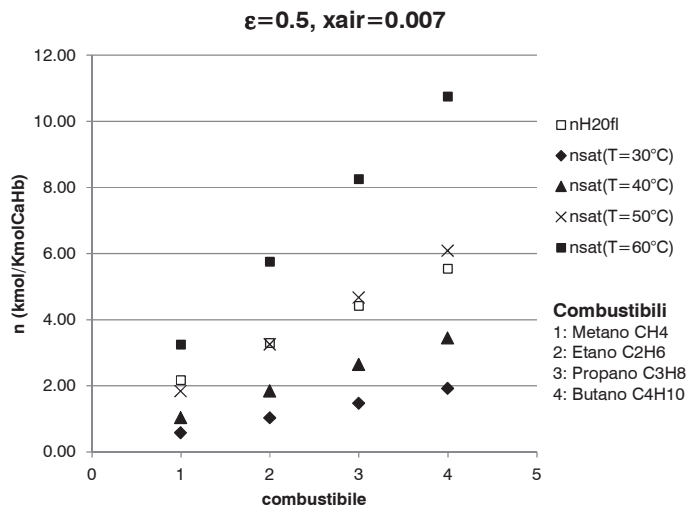


Figura 10 - Numero di moli d'acqua nei prodotti della combustione, $n_{H_2O,fl}$, numero di moli d'acqua alla saturazione, $n_{sat,fl}$, per differenti combustibili al variare del valore di temperatura dei fumi, per $\epsilon=0.5$

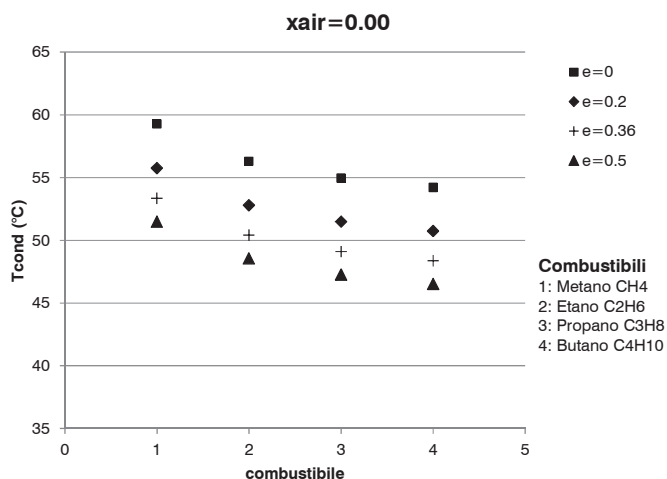


Figura 11 - Temperatura di condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi per differenti combustibili al variare dell'eccesso d'aria, nel caso di combustione con aria secca ($x_{air}=0 \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$).

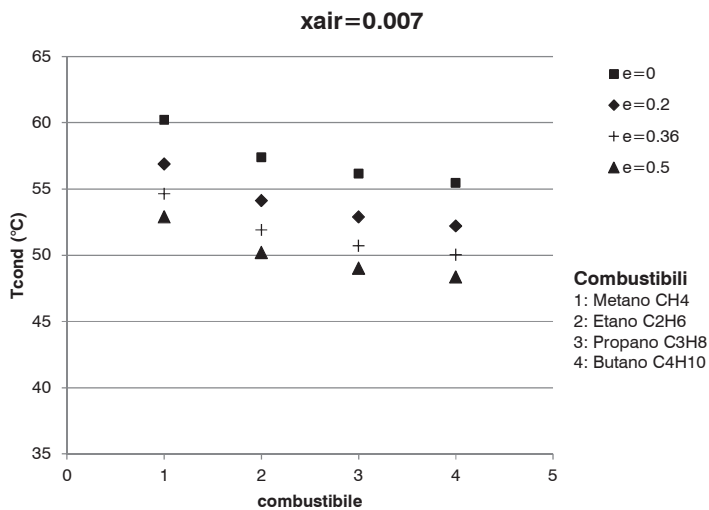


Figura 12 - Temperatura di condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi per differenti combustibili al variare dell'eccesso d'aria, nel caso di combustione con aria umida ($x_{air}=0.007 \text{ kg}_v/\text{kg}_{as}$).

2.4 RIFLESSIONI CONCLUSIVE

In questo capitolo è stato proposto un modello di calcolo sviluppato per determinare la quantità di vapore d'acqua condensato nei fumi, al fine di valutare il recupero di calore latente. Il modello, basato sul bilancio di massa del GDC, prevede che si possano verificare due casi: nel primo, l'acqua dei prodotti della combustione è interamente contenuta nei fumi in fase di vapore; nel secondo, l'acqua è in parte contenuta nei fumi in fase di vapore, in parte è condensata in fase liquida. Per valutare se si verifica condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi, si confronta il numero di moli di acqua nei prodotti della combustione, $n_{\text{H}_2\text{O},\text{fl}}$, e il numero di moli di acqua alla saturazione, $n_{\text{sat},\text{fl}}$.

Inizialmente è stato elaborato un modello per un caso semplificato in cui non si considera il vapore d'acqua contenuto nell'aria comburente. Di conseguenza il vapore d'acqua contenuto nei prodotti della combustione è generato totalmente dalla reazione di combustione tra aria secca e combustibile. In questa prima fase il combustibile considerato è il gas metano.

Nel secondo modello si è invece tenuto in considerazione anche il vapore d'acqua contenuto nell'aria comburente. Di conseguenza il vapore d'acqua contenuto nei prodotti della combustione deriva sia dalla reazione di combustione, sia dall'umidità dell'aria comburente. Anche in questo caso il combustibile considerato è il gas metano.

Infine si è generalizzato il secondo modello per un combustibile di composizione C_aH_b .

Per l'applicazione dei metodi sono richiesti i seguenti dati in ingresso: la temperatura e il grado igrometrico dell'aria comburente, la temperatura dei fumi e l'eccesso d'aria.

Per ognuno dei modelli proposti sono stati riportati degli esempi. Da questi si può osservare che, a parità di dati in ingresso, considerare l'umidità dell'aria comburente, comporta un incremento del recupero di calore latente di circa l'1%.

Infine è stato valutato come variano i valori di temperatura di condensazione del vapore d'acqua contenuto nei prodotti della combustione e la quantità di condensato per diversi tipi di combustibili gassosi. I combustibili gassosi analizzati sono idrocarburi la cui composizione generica può essere scritta come C_aH_b .

Dai risultati è emerso che i valori di temperatura di condensazione maggiori si ottengono con la combustione del metano; all'aumentare del rapporto tra il numero di atomi di carbonio, a , e di idrogeno, b , contenuti in una molecola di combustibile, i valori della temperatura di condensazione

diminuiscono.

Nel caso di combustione di una miscela di combustibili in aria, il fatto che il valore della temperatura di condensazione dei fumi non sia uguale per tutti i combustibili comporta che non necessariamente per tutti i combustibili la temperatura dei fumi sia inferiore a quella di condensazione. Conseguentemente la quantità di condensato e il calore latente recuperato sono fortemente influenzati dalla composizione della miscela di combustibile. In condizioni di normale funzionamento per i combustibili che hanno una minore temperatura di condensazione (ad es. il butano), vi sono minori probabilità di formazione di condensa e quindi di recupero di calore latente.

2.5 NOMENCLATURA

Simbolo

H	Calore latente di vaporizzazione (kWh/kg)
m	Massa molare (kg/kmol)
M	Massa (kg)
n	Numero moli (kmol)
p	Pressione (Pa)
P	Potenza (kW)
PCI	Potere calorifico inferiore (kWh/Nm ³)
Q	Calore (kWh)
R	Recupero di calore (%)
R ₀	Costante universale dei gas (kJ/kgK)
v	Volume specifico (m ³ /kg)
V	Volume (m ³)
x	Titolo (kg _v /kg _{as})

Simboli greci

ε	Rapporto tra l'aria in eccesso e l'aria stechiometrica (-)
θ	Temperatura (°C)
λ	Rapporto tra l'aria comburente e l'aria stechiometrica (-)
φ	Grado igrometrico (-)
Φ	Potenza (kW)
ρ	Densità (kg/m ³)

Pedici

air	Aria
avg	Media

c	Combustibile
cond	Condensato
fl	Fumi umidi
fs	Fumi secchi
gn	Generatore di calore
m	Mandata
min	Minima
p	Potenza
pn	Potenza nominale
r	Ritorno
sat	Saturazione
st	Stechiometrico
test	In condizioni di prova
v	Vapore
w	Acqua
<i>Apici</i>	
*	Grandezza riferita al unità di combustibile

CAPITOLO 3

Modello di calcolo per la determinazione del recupero del calore latente nei GDC a condensazione proposto dalla UNI TS 11300-2

	Indice
3.1 Introduzione	101
3.2 Modello di calcolo per la determinazione del recupero del calore latente proposto dalla UNI TS 11300-2	102
3.2.1 Vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione	104
3.2.2 Contenuto di vapore d'acqua nell'aria comburente in ingresso al GDC	106
3.2.3 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi in uscita dal GDC	110
3.2.4 Recupero del calore latente	113
3.3 Esempi di calcolo	114
3.3.1 Esempio 1	114
3.3.2 Esempio 2	117
3.4 Nomenclatura	119

3.1 INTRODUZIONE

Una delle normative di riferimento per il calcolo del rendimento medio stagionale e del fabbisogno di energia primaria degli edifici per la climatizzazione invernale e la produzione di acqua calda sanitaria è la specifica tecnica UNI TS 11300-2. Tale Specifica Tecnica si applica a impianti di nuova progettazione, ristrutturati o esistenti, per il solo riscaldamento, per sola produzione acqua calda sanitaria oppure per la produzione combinata di riscaldamento e di acqua calda sanitaria.

Per il calcolo delle perdite e del rendimento del sottosistema di generazione, la UNI TS 11300-2 recepisce due dei tre metodi previsti dalla normativa EN 15316-4-1:

- Metodo 1: metodo di calcolo basato sui rendimenti dichiarati ai sensi della Direttiva 92/42/CEE, corrispondente al 2° metodo della UNI EN 15316-4-1 (Case specific boiler efficiency method);

- Metodo 2: metodo di calcolo analitico, corrispondente al 3° metodo della UNI EN 15316-4-1. (Boiler cycling method).

Per l'analisi, il confronto e l'applicazione a un caso di studio di questi due metodi si veda il Capitolo 4.

L'appendice B della UNI TS 11300-2 specifica che per determinare l'effetto delle condizioni di esercizio nei GDC a condensazione occorre applicare il Metodo 2. Il Metodo 2 fornisce un modello di calcolo per la determinazione del recupero di calore latente dovuto alla condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi. Tale recupero, in termini percentuali, va a ridurre le perdite al camino del GDC.

In questo capitolo viene effettuata un'analisi "ragionata" di tale modello, anche alla luce delle considerazioni e dei modelli di calcolo riportati nel Capitolo 2.

3.2 MODELLO DI CALCOLO PER LA DETERMINAZIONE DEL RECUPERO DI CALORE LATENTE PROPOSTO DALLA UNI TS 11300-2

Secondo il modello di calcolo fornito dalla UNI TS 11300-2 la quantità di vapore d'acqua condensato, $M_{H_2O,cond}$, si ricava dal bilancio di massa del GDC. I componenti del bilancio sono:

- il vapore d'acqua in ingresso, contenuto nell'aria comburente, $M_{H_2O,air}$;
- il vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione, $M_{H_2O,st}$;
- il contenuto di vapore d'acqua in uscita, contenuto nei fumi, $M_{H_2O,fl}$.

Il bilancio di massa del GDC, dato dalla seguente equazione:

$$M_{H_2O,cond} = (M_{H_2O,air} + M_{H_2O,st}) - M_{H_2O,fl} \quad (1)$$

è rappresentato in Fig. 1. I termini del bilancio vengono riferiti all'unità di volume del combustibile.

Il recupero del calore latente, $Q_{cond,fl}$, è dato dal prodotto tra la quantità di vapore d'acqua condensato nei fumi e il calore latente di vaporizzazione:

$$Q_{cond,fl} = M_{cond,fl} H_{cond,fl} \quad (2)$$

Il modello di calcolo proposto dalla UNI TS 11300-2, così come viene descritto al Par.4.2.6 del Capitolo 4, tiene in considerazione il recupero di calore latente di condensazione del vapore d'acqua con una riduzione delle perdite al camino a bruciatore acceso in termini percentuali. Il recupero di calore latente in termini percentuali, R , si calcola come il rapporto tra il recupero del calore latente, $Q_{cond,fl}$, e il potere calorifico inferiore:

$$R = \frac{100Q_{\text{cond,fl}}}{\text{PCI}} (\%) \quad (3)$$

Il modello di calcolo per il recupero del calore di condensazione si differenzia a seconda che il GDC sia monostadio o modulante.

Per i GDC monostadio, si veda l'Eq. (47) al Capitolo 3, il recupero di calore latente in termini percentuali, R , va sottratto alle perdite al camino percentuali alla potenza nominale, $P_{\text{ch,on}}$:

$$P_{\text{ch,on}}^* = P_{\text{ch,on}} - R \quad (4)$$

Per i GDC modulanti, si vedano le Eqq. (47-49) al Capitolo 4, occorre determinare il recupero di calore latente in termini percentuali, alla potenza nominale, R , alla potenza minima, R_{min} , e alla potenza media, R_{avg} . Tali recuperi percentuali vanno poi sottratti alle perdite al camino alla potenza nominale, Eq.(4), alla potenza minima, Eq.(5), e alla potenza media, Eq.(6) rispettivamente:

$$P_{\text{ch,on,min}}^* = P_{\text{ch,on,min}} - R_{\text{min}} \quad (5)$$

$$P_{\text{ch,on,avg}}^* = P_{\text{ch,on,avg}} - R_{\text{avg}} \quad (6)$$

Si analizza il modello di calcolo proposto dalla UNI TS 11300-2 per determinare il recupero di calore latente in un GDC a condensazione monostadio. Per applicare il modello di calcolo, i dati necessari per caratterizzare lo stato di funzionamento del GDC e per determinare i singoli contributi del bilancio di massa (Eq.(1)) sono:

- temperatura di ritorno nelle condizioni effettive di funzionamento, $\theta_{\text{gn,r,w}}$;
- differenza di temperatura tra l'acqua di ritorno e lo scarico dei fumi alla potenza nominale, in condizioni di prova $\Delta\theta_{\text{w,r,fl,pn,test}}$;
- temperatura dell'aria comburente, θ_{air} ;
- grado igrometrico dell'aria comburente, φ_{air} ;
- eccesso d'aria in termini di ε o $O_{2,\%fs}$;
- grado igrometrico dei fumi, φ_{fl} .

Qualora alcuni dati non fossero disponibili, la UNI TS 11300-2 fornisce dati di riferimento. Ad esempio il grado igrometrico dei fumi è raramente noto; in tal caso la UNI TS 11300-2 indica di porlo pari a 1. Quest'ipotesi equivale a considerare il bilancio di massa del GDC nella condizione limite di riferimento in cui i fumi si trovano alla saturazione. Per questo motivo, se si pone φ_{fl} uguale 1 e dal bilancio risulta una quantità di vapore condensato, $M_{\text{H}_2\text{O,cond}}$, negativa, significa che non si ha condensazione e che conseguentemente il grado igrometrico dei fumi è minore di 1.

Si analizzano i singoli componenti del bilancio espresso dall'Eq. (1).

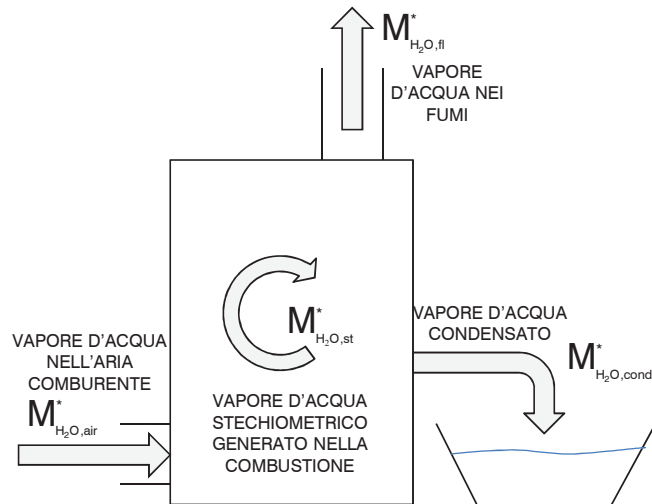


Figura 1 - Caso 1. Bilancio di massa del GDC secondo il modello della UNI TS 11300-2.

3.2.1 Vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione

Il vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione, $M_{H_2O,st}$, viene tabulato dalla UNI TS 11300-2 in funzione del tipo di combustibile ed espresso in termini di kg di vapore su Nm^3 di gas combustibile.

Si ricavano di seguito alcuni valori del vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione di diversi gas: metano G20, propano, butano.

Il gas metano G20, è un gas di prova di composizione 100% CH_4 . Dalla reazione di combustione stechiometrica si ha che 1 kmol di CH_4 produce 2 kmol di H_2O , per cui:

$$M_{H_2O,st} = 2 \frac{\text{kmol}_{H_2O}}{\text{kmol}_{CH_4}} 18.015 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{H_2O}} = 36.03 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{CH_4}} \quad (7)$$

Per trasformare i kmol_{CH_4} in Nm^3 , si calcola la densità del gas metano in condizioni normali dall'equazione dei gas perfetti:

$$\rho_{CH_4} = \frac{p}{R\theta} = \frac{101.325 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}{0.518 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} 273.15\text{K}} = 0.716 \frac{\text{kg}_{CH_4}}{\text{Nm}^3} \quad (8)$$

per cui l'Eq.(7) diventa:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{H}_2\text{O, st}} &= 36.03 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} = \frac{36.03}{16} \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{CH}_4}} = \\
 &= 2.252 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{CH}_4}} 0.716 \frac{\text{kg}_{\text{CH}_4}}{\text{Nm}^3} = 1.612 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{Nm}^3}
 \end{aligned} \tag{9}$$

Per il propano di composizione 100% C_3H_8 , dalla reazione di combustione stechiometrica si ha che 1 kmol di C_3H_8 produce 4 kmol di H_2O , per cui:

$$M_{\text{H}_2\text{O, st}} = 4 \frac{\text{kmol}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kmol}_{\text{C}_3\text{H}_8}} 18.015 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{\text{H}_2\text{O}}} = 72.06 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{\text{C}_3\text{H}_8}} \tag{10}$$

Per trasformare i $\text{kmol}_{\text{C}_3\text{H}_8}$ in Nm^3 , si calcola la densità del propano in condizioni normali dall'equazione dei gas perfetti:

$$\rho_{\text{C}_3\text{H}_8} = \frac{p}{R\theta} = \frac{101.325 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}{0.188545 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} 273.15\text{K}} = 1.967 \frac{\text{kg}_{\text{C}_3\text{H}_8}}{\text{Nm}^3} \tag{11}$$

per cui l'Eq.(7) diventa:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{H}_2\text{O, st}} &= 72.06 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kmol}_{\text{CH}_4}} = \frac{72.06}{44.097} \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{C}_3\text{H}_8}} = \\
 &= 1.634 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{CH}_4}} 1.967 \frac{\text{kg}_{\text{C}_3\text{H}_8}}{\text{Nm}^3} = 3.21 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{Nm}^3}
 \end{aligned} \tag{12}$$

Per il butano di composizione 100% C_4H_{10} , dalla reazione di combustione stechiometrica si ha che 1 kmol di C_4H_{10} produce 5 kmol di H_2O , per cui:

$$M_{\text{H}_2\text{O, st}} = 5 \frac{\text{kmol}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kmol}_{\text{C}_4\text{H}_{10}}} 18.015 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{\text{H}_2\text{O}}} = 90.075 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}_{\text{C}_4\text{H}_{10}}} \tag{13}$$

Per trasformare i $\text{kmol}_{\text{C}_4\text{H}_{10}}$ in Nm^3 , si calcola la densità del propano in condizioni normali dall'equazione dei gas perfetti:

$$\rho_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \frac{p}{R\theta} = \frac{101.325 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}{0.143044 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} 273.15\text{K}} = 2.593 \frac{\text{kg}_{\text{C}_4\text{H}_{10}}}{\text{Nm}^3} \tag{14}$$

per cui l'Eq.(7) diventa:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{H}_2\text{O,st}} &= 90.075 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kmol}_{\text{C}_4\text{H}_{10}}} = \frac{90.075}{58.124} \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{C}_4\text{H}_{10}}} = \\
 &= 1.550 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{C}_4\text{H}_{10}}} \cdot 2.593 \frac{\text{kg}_{\text{C}_4\text{H}_{10}}}{\text{Nm}^3} = 4.02 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{Nm}^3}
 \end{aligned} \tag{15}$$

I valori del vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione ottenuti per il metano G20, il propano e il butano, rispettivamente con le Eqq. (9), (12) e (15), differiscono leggermente da quelli tabulati nella UNI TS 11300-2. Si ritiene che le differenze siano imputabili a diversi valori di R considerati nei calcoli.

3.2.2 Contenuto di vapore d'acqua nell'aria comburente in ingresso al GDC

Il contenuto di vapore d'acqua nell'aria comburente in entrata al GDC, $M_{\text{H}_2\text{O,air}}$, espresso in kg di vapore acqueo per Nm^3 di combustibile, è dato dal prodotto tra il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione nell'aria, $M_{\text{H}_2\text{O,air,sat}}$ espresso in kg di vapore per Nm^3 di aria secca, il volume effettivo di aria comburente, V_{air}^* , espresso in Nm^3 di aria secca per Nm^3 di combustibile e il grado igrometrico dell'aria di combustione, φ_{air} .

$$M_{\text{H}_2\text{O,air}} = M_{\text{H}_2\text{O,air,sat}} V_{\text{air}}^* \varphi_{\text{air}} \tag{16}$$

Il contenuto di vapore d'acqua nell'aria alla saturazione, $M_{\text{H}_2\text{O,air,sat}}$ è tabulato dalla UNI TS 11300-2 in kg di vapore acqueo per Nm^3 di aria secca, in funzione della temperatura.

Per ricavare i valori tabulati del contenuto di vapore d'acqua nell'aria alla saturazione si considera l'aria come una miscela di gas perfetti a due componenti (O_2 , N_2) e di vapore d'acqua.

La composizione volumetrica dell'aria secca si ipotizza essere di:

$$\frac{n_{\text{O}_2}}{n_{\text{air}}} = \frac{2}{2 + 2 \cdot 3.76} = 0.21 \tag{17}$$

$$\frac{n_{\text{N}_2}}{n_{\text{air}}} = \frac{2 \cdot 3.76}{2 + 2 \cdot 3.76} = 0.79 \tag{18}$$

La massa molare dell'aria secca è data da:

$$m_{\text{air}} = \frac{n_{\text{O}_2}}{n_{\text{air}}} m_{\text{O}_2} + \frac{n_{\text{N}_2}}{n_{\text{air}}} m_{\text{N}_2} \tag{19}$$

Considerando l'aria secca e il vapore come gas perfetti è possibile

scrivere le relazioni:

$$p_v V = n_v R_0 \theta \quad (20)$$

$$p_{air} V = n_{air} R_0 \theta \quad (21)$$

dove n_v e n_{air} rappresentano il numero di moli di vapore d'acqua e aria secca contemporaneamente presenti nel volume V di miscela.

Introducendo la costante specifica dei gas perfetti dell'aria secca:

$$R' = \frac{R_0}{m_{air}} \quad (22)$$

e dividendo entrambi i membri dell'Eq. (21) per la massa dell'aria secca si ottiene una forma equivalente dell'equazione dei gas perfetti per l'aria secca:

$$p_{air} v = R' \theta \quad (23)$$

dove v è il volume specifico dell'aria secca.

Si definisce il titolo dell'aria, x_{air} , il rapporto tra la massa di vapore d'acqua, M_v , e la massa di aria secca, M_{air} , contenuti in un determinato volume V di miscela:

$$x_{air} = \frac{M_v}{M_{air}} = \frac{n_v m_v}{n_{air} m_{air}} \quad (24)$$

sostituendo l'Eq. (20) e (21) nell'Eq. (24) si ottiene:

$$x_{air} = \frac{m_v p_v}{m_{air} p_{air}} = \frac{18}{29} \frac{p_v}{p_{air}} = 0.622 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (25)$$

dove la pressione totale, p , pari alla pressione atmosferica, è data dalla somma della pressione parziale del vapore, p_v , e dalla pressione parziale dell'aria secca, p_{air} .

Introducendo il grado igrometrico, ϕ , l'Eq. (25) diventa:

$$x_{air} = \frac{m_v}{m_{air}} \frac{p_v}{p - p_v} = \frac{m_v}{m_{air}} \frac{\phi p_{sat}}{p - \phi p_{sat}} = 0.622 \frac{\phi p_{sat}}{p - \phi p_{sat}} \quad (26)$$

Il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione, espresso in massa di vapore d'acqua per volume unitario di aria secca, si ottiene dividendo il titolo a saturazione dell'aria per il volume specifico dell'aria secca:

$$M_{H_2O,air,sat} = \frac{x_{sat}}{v} = \frac{m_v}{m_{air}} \frac{1 \cdot p_{sat}}{p - 1 \cdot p_{sat}} = \frac{m_v p_{sat}}{m_{air} p_{air}} \quad (27)$$

dove il titolo a saturazione si ottiene dall'Eq. (26) ponendo il grado igrometrico pari a 1 mentre il volume specifico si ricava dall'Eq.(23).

Dall'Eq. (27) si osserva che facendo il rapporto tra titolo dell'aria a saturazione e il volume specifico dell'aria secca, si viene a perdere la dipendenza dalla massa molare e dalla pressione dell'aria secca. Il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione, se espresso in g_v/m^3_{as} , dipende solamente dalla temperatura della miscela e dalla relativa pressione di saturazione.

Infine volendo esprimere il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione in g_v/Nm^3_{as} , si utilizzano le equazioni dei gas perfetti per l'aria secca, alla pressione atmosferica, alla temperatura effettiva e a $\theta_0=273.15K$, per determinare la relazione tra m^3 e Nm^3 :

$$pV = MR\theta \quad (28)$$

$$pV_0 = MR\theta_0 \quad (29)$$

$$\frac{V}{V_0} = \frac{\theta}{\theta_0} \quad (30)$$

Moltiplicando l'Eq. (27) per il rapporto tra θ e θ_0 si ottiene il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione in g_v/Nm^3 di aria secca:

$$M_{H_2O,air,sat} = \frac{m_v p_{sat}}{R_0 \theta} \frac{\theta}{\theta_0} = \frac{m_v p_{sat}}{R_0 \theta_0} \quad (31)$$

A titolo di esempio si vuole determinare il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione, $M_{H_2O,air,sat}$, dell'aria a 20°C. Con l'Eq. (27) si ricava il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione, espresso in g_v/m^3 di aria secca:

$$M_{H_2O,air,sat} = \frac{m_v p_{sat}}{R_0 \theta} = \frac{18 \frac{kg}{kmol} \cdot 2.337kPa}{8.3143 \frac{kJ}{kmolK} \cdot 293.15K} = 17.26 \frac{g_v}{m^3} \quad (32)$$

Per passare dai m^3 ai Nm^3 si utilizza l'Eq.(30), per cui:

$$\frac{1m^3}{1Nm^3} = \frac{273.15 + 20}{273.15} = 1.073 \frac{m^3}{Nm^3} \quad (33)$$

Il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione diventa:

$$M_{H_2O,air,sat} = 17.26 \frac{g_v}{m^3} \cdot 1.073 \frac{m^3}{Nm^3} = 18.52 \frac{g_v}{Nm^3} \quad (34)$$

Il valore calcolato del contenuto di vapore d'acqua alla saturazione,

$M_{H_2O,air,sat}$, dell'aria, se espresso in g_v/Nm^3 (Eq. (34)), differisce da quello tabulato dalla UNI TS 11300-2, di $0.59 g_v/Nm^3$, ossia del 3%. Si ritiene che questa differenza possa essere riconducibile a un diverso valore della pressione di saturazione.

Il valore calcolato del contenuto di vapore d'acqua alla saturazione, se espresso in g_v/m^3 (Eq.(32)), coincide quasi perfettamente (differenza dello 0.8%) con quello fornito da Socal (2004) .

Si riportano in Tabella I, per diverse temperature, i valori calcolati del vapore d'acqua alla saturazione, espressi sia in g_v/Nm^3 sia in g_v/m^3 , quelli forniti dalla UNI TS 11300-3 (espressi in g_v/Nm^3) e quelli forniti da Socal (2004) (espressi in g_v/m^3).

Il volume effettivo di aria comburente, V_{air}^* , espresso in Nm^3 di aria secca per Nm^3 di combustibile può essere ricavato in diversi modi. Se si conosce l'eccesso d'aria, ε , il volume effettivo di aria comburente, V_{air}^* , si ricava come:

$$V_{air}^* = \frac{V_{air}}{V_c} = \frac{(a + 0.25b) + 3.76(a + 0.25b)}{1} (1 + \varepsilon) \quad (35)$$

Se l'eccesso d'aria è espresso in termini di percentuale in volume di O_2 nei fumi secchi, $O_{2,\%fs}$, utilizzando la relazione tra l'eccesso d'aria, ε , e la percentuale in volume di O_2 nei fumi secchi, $O_{2,\%fs}$:

$$\varepsilon = \frac{8.52 \cdot O_{2,\%fs}}{2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fs}} \quad (36)$$

il volume effettivo di aria comburente, V_{air}^* , può essere ricavato come:

$$V_{air}^* = \frac{V_{air}}{V_c} = V_{air,st}^* (1 + \varepsilon) = V_{air,st}^* \left(1 + \frac{8.52 \cdot O_{2,\%fs}}{2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fs}} \right) \quad (37)$$

Tabella I – Contenuto di vapore d'acqua alla saturazione.

		Contenuto di vapore d'acqua alla saturazione, $M_{H_2O,air,sat}$					
Temp.	°C	0	10	20	30	40	50
Calcoli	g_v/m^3	4.84	9.38	17.26	30.29	50.99	82.64
Calcoli	g_v/Nm^3	4.84	9.73	18.52	33.62	58.45	97.77
Socal	g_v/m^3	4.9	9.4	17.4	30.4	51.2	83
UNI TS 11300	g_v/Nm^3	4.93	9.86	19.12	35.21	63.31	111.2

La UNI TS 11300-2 propone di calcolare il volume reale di aria comburente per unità di combustibile, V_{air}^* , come somma del volume di aria comburente stechiometrica secca per unità di combustibile, $V_{air,st}^*$, e il volume reale effettivo dei fumi secchi per unità di combustibile, a cui va sottratto il volume stechiometrico dei fumi secchi per unità di combustibile, indicato con $V_{fs,st}^*$:

$$V_{air}^* = V_{air,st}^* + (V_{fs}^* - V_{fs,st}^*) \quad (38)$$

Prendendo come esempio la combustione di metano in aria ed esplicitando i singoli termini dell'Eq. (38) senza fare riferimento all'unità di combustibile, si ottiene:

$$\overbrace{2O_2 + 2 \cdot 3.76N_2 + \varepsilon(2O_2 + 2 \cdot 3.76N_2)}^{V_{air}^*} = \underbrace{2O_2 + 2 \cdot 3.76N_2}_{V_{air,st}^*} + \underbrace{CO_2 + 2 \cdot 3.76N_2 + \varepsilon(2O_2 + 2 \cdot 3.76N_2)}_{V_{fs}^*} - \underbrace{CO_2 + 2 \cdot 3.76N_2}_{V_{fs,st}^*} \quad (39)$$

da cui si osserva come la differenza $V_{fs}^* - V_{fs,st}^*$ risulti essere l'eccesso d'aria, $\varepsilon V_{air,st}^*$, per cui le Eq. (37) e (38) sono del tutto equivalenti.

3.2.3 Contenuto di vapore d'acqua nei fumi in uscita dal GDC

Con un'espressione del tutto simile a quella per il calcolo del contenuto di vapore d'acqua nell'aria comburente in entrata al GDC, il contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC, $M_{H_2O,fl}$, espresso in kg di vapore acqueo per Nm³ di combustibile, è dato dal prodotto tra il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione nei fumi per Nm³ di fumi secchi, $M_{H_2O,fl,sat}$, il volume reale dei fumi secchi per Nm³ di combustibile, V_{fs}^* , e il grado igrometrico dei fumi, ϕ_{fl} :

$$M_{H_2O,fl} = M_{H_2O,fl,sat} V_{fs}^* \phi_{fl} \quad (40)$$

Il contenuto di vapore d'acqua nei fumi alla saturazione, $M_{H_2O,fl,sat}$ è tabulato dalla UNI TS 11300-2 in kg di vapore acqueo per Nm³ di fumi secchi, in funzione della temperatura. I valori tabulati dalla Specifica Tecnica sono esattamente gli stessi per il calcolo del contenuto di vapore d'acqua nell'aria alla saturazione. Si è visto infatti dall'Eq. (27) che facendo il rapporto tra titolo dell'aria a saturazione e il volume specifico dell'aria secca, si viene a perdere la dipendenza dalla massa molare e dalla pressione dell'aria secca. Il contenuto di vapore d'acqua nei fumi a saturazione, se espresso in g/m³_{fs}, assume lo stesso valore del contenuto di vapore d'acqua nell'aria a saturazione, a parità di temperatura. Segue la

dimostrazione.

Per determinare i valori del contenuto di vapore d'acqua nei fumi alla saturazione, si considerano i fumi come una miscela di gas perfetti a tre componenti (CO_2 , O_2 , N_2) e di vapore d'acqua. Nelle combustioni reali, oltre ad anidride carbonica, acqua e azoto, i fumi contengono altre sostanze come: ossidi di zolfo, ossidi di azoto, ossido di carbonio. Per semplicità, in questo modello di calcolo si ipotizza che la combustione sia completa e che la quantità di queste sostanze non sia rilevante. Si può esprimere la composizione volumetrica dei fumi secchi in funzione dell'eccesso d'aria:

$$\frac{n_{\text{CO}_2}}{n_{\text{fs}}} = \frac{1}{1 + 2\varepsilon + 2(1 + \varepsilon)3.76} = \frac{1}{8.52 + 9.52\varepsilon} \quad (41)$$

$$\frac{n_{\text{O}_2}}{n_{\text{fs}}} = \frac{2\varepsilon}{1 + 2\varepsilon + 2(1 + \varepsilon)3.76} = \frac{2\varepsilon}{8.52 + 9.52\varepsilon} \quad (42)$$

$$\frac{n_{\text{N}_2}}{n_{\text{fs}}} = \frac{2(1 + \varepsilon)3.76}{1 + 2\varepsilon + 2(1 + \varepsilon)3.76} = \frac{2(1 + \varepsilon)3.76}{8.52 + 9.52\varepsilon} \quad (43)$$

La massa molare dei fumi secchi, in funzione dell'eccesso d'aria, con riferimento ai pesi atomici arrotondati, è data da:

$$m_{\text{fs}} = \frac{[1(12 + 2 \cdot 16) + 2\varepsilon(2 \cdot 16) + 7.52(1 + \varepsilon)(2 \cdot 14)]}{8.52 + 9.52\varepsilon} = \frac{254.56 + 274.56\varepsilon}{8.52 + 9.52\varepsilon} \quad (44)$$

Considerando i fumi secchi e il vapore come gas perfetti, è possibile scrivere le relazioni:

$$p_{\text{fs}}V = n_{\text{fs}}R_0\theta \quad (45)$$

$$p_vV = n_vR_0\theta \quad (46)$$

dove n_v e n_{fs} rappresentano il numero di moli di vapore d'acqua e di fumi secchi contemporaneamente presenti nel volume V di miscela.

Introducendo la costante specifica dei gas perfetti dei fumi secchi:

$$R' = \frac{R_0}{m_{\text{fs}}}$$

e dividendo entrambi i membri dell'Eq. (45) per la massa dei fumi secchi, si ottiene una forma equivalente dell'equazione dei gas perfetti per i fumi secchi:

$$p_{\text{fs}}v = R'\theta \quad (47)$$

dove v è il volume specifico dei fumi secchi.

Si definisce il titolo dei fumi, x_{fi} , come rapporto tra la massa di vapore

d'acqua, M_v , e la massa di fumi secchi, M_{fs} , presenti in un determinato volume V di miscela:

$$x_{fl} = \frac{M_v}{M_{fs}} = \frac{n_v m_v}{n_{fs} m_{fs}} \quad (48)$$

Sostituendo le Eqq. (45) e (46) nell'Eq. (48) si ottiene:

$$x_{fl} = \frac{m_v p_v}{m_{fs} p_{fs}} = \frac{18}{(8.52 + 9.52\varepsilon)} \frac{p_v}{p_{fs}} = \frac{18(8.52 + 9.52\varepsilon)}{254.56 + 274.56\varepsilon} \frac{p_v}{p_{fl} - p_v} \quad (49)$$

che, introducendo il grado igrometrico, diventa:

$$x_{fl} = \frac{m_v}{m_{fs}} \frac{\varphi p_{sat}}{p_{fl} - \varphi p_{sat}} = \frac{18(8.52 + 9.52\varepsilon)}{254.56 + 274.56\varepsilon} \frac{\varphi p_{sat}}{p_{fl} - \varphi p_{sat}} \quad (50)$$

Il contenuto di vapore d'acqua nei fumi alla saturazione, espresso in g_v/m_{fs}^3 , si ottiene dividendo il titolo a saturazione dei fumi per il volume specifico dei fumi secchi:

$$M_{H_2O,fl,sat} = \frac{x_{sat}}{v} = \frac{\frac{m_v}{m_{fs}} \frac{1 \cdot p_{sat}}{p - 1 \cdot p_{sat}}}{\frac{R_0 \theta}{m_{fs} p_{fs}}} = \frac{m_v p_{sat}}{R_0 \theta} \quad (51)$$

dove il titolo a saturazione si ottiene dall'Eq. (50) ponendo il grado igrometrico pari a 1, mentre il volume specifico si ricava dall'Eq.(47).

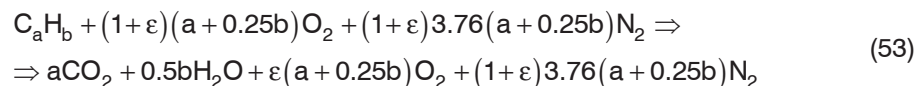
Si noti come l'Eq. (51) risulti uguale all'Eq. (27) a dimostrazione che contenuto di vapore d'acqua nei fumi a saturazione, se espresso in g_v/m_{fs}^3 , assume lo stesso valore del contenuto di vapore d'acqua nell'aria a saturazione, a parità di temperatura.

Come per l'aria, Par. 3.2.2, moltiplicando l'Eq. (51) per il rapporto tra θ e θ_0 si ottiene il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione in g_v/Nm_{fs}^3 :

$$M_{H_2O,fl,sat} = \frac{m_v p_{sat}}{R_0 \theta} \frac{\theta}{\theta_0} = \frac{m_v p_{sat}}{R_0 \theta_0} \quad (52)$$

Il volume effettivo dei fumi secchi, V_{fs}^* , espresso in Nm^3 di fumi secchi per Nm^3 di combustibile può essere ricavato in diversi modi.

Se si conosce l'eccesso d'aria, ε , il volume effettivo dei fumi secchi, V_{fs}^* , si ricava dalla reazione di combustione tra un combustibile generico e aria:



come:

$$V_{fs}^* = \frac{V_{fs}}{V_c} = \frac{a + \varepsilon(a + 0.25b) + (1 + \varepsilon)3.76(a + 0.25b)}{1} \quad (54)$$

che nel caso del gas metano diventa:

$$V_{fs}^* = \frac{V_{fs}}{V_c} = \frac{8.52 + 9.52\varepsilon}{1} \quad (55)$$

Se l'eccesso d'aria è espresso in termini di percentuale in volume di O_2 nei fumi secchi, $O_{2,\%fs}$, il volume effettivo di fumi secchi, V_{fs}^* , tramite l'Eq. (36) può essere ricavato come:

$$\begin{aligned} V_{fs}^* &= \frac{V_{fs}}{V_c} = 8.52 + 9.52 \left(\frac{8.52 \cdot O_{2,\%fs}}{2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fs}} \right) = \\ &= \frac{8.52(2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fs}) + 9.52 \cdot 8.52 \cdot O_{2,\%fs}}{2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fs}} = \\ &= \frac{2 \cdot 8.52}{2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fs}} = V_{fs,st}^* \frac{2}{2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fs}} \end{aligned} \quad (56)$$

La UNI TS 11300-2 per il calcolo del volume di fumi secchi per unità di combustibile, V_{fs}^* , fornisce la seguente formula:

$$V_{fs}^* = V_{fs,st}^* \frac{20.94}{20.94 - O_{2,\%fs}} \quad (57)$$

del tutto equivalente all'Eq.(56).

3.2.4 Recupero del calore latente

Per la determinazione del recupero di calore latente di dovuto alla condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi di un GDC monostadio, occorre determinare la quantità di vapore d'acqua condensato, $M_{H_2O,cond}$, dal bilancio di massa del GDC, Eq. (1), una volta che sono stati calcolati i termini del bilancio ossia:

- il vapore d'acqua in ingresso al GDC contenuto nell'aria comburente, $M_{H_2O,air}$;
- il vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione, $M_{H_2O,st}$;
- il contenuto di vapore d'acqua in uscita dal GDC contenuto nei fumi, $M_{H_2O,fl}$.

Il calore recuperato per condensazione, $Q_{cond,fl}$, si ottiene come prodotto tra la massa di vapore d'acqua condensato, $M_{cond,fl}$, e il calore latente di

condensazione, $H_{\text{cond,fl}}$, che si calcola in funzione della temperatura dei fumi:

$$H_{\text{cond,fl}} = 0.6947 - \theta_{\text{fl}} \cdot 676 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \right) \quad (58)$$

Il recupero di calore latente in termini percentuali, espresso dall'Eq. (3) in funzione del potere calorifico inferiore del combustibile, va sottratto alle perdite al camino in termini percentuali.

Per i GDC modulanti occorre determinare il recupero di calore latente in termini percentuali, oltre alla potenza nominale, R , anche alla potenza minima, R_{min} , e alla potenza media, R_{avg} . Tali recuperi percentuali vanno poi sottratti alle perdite al camino alla potenza nominale, Eq.(4), alla potenza minima, Eq.(5), e alla potenza media, Eq.(6) rispettivamente. Per determinare il recupero di calore latente in termini percentuali alla potenza minima, R_{min} , e alla potenza media, R_{avg} si segue lo stesso procedimento per determinare il recupero di calore latente alla potenza nominale, ma con i valori della temperatura dei fumi e dell'eccesso d'aria alla potenza minima e media rispettivamente.

I valori di temperatura dei fumi alla potenza minima e alla potenza media si calcolano rispettivamente come:

$$\theta_{\text{fl,pmin}} = \theta_{\text{gn,r,w}} + \Delta\theta_{\text{w,r,fl,pmin,test}} \quad (59)$$

$$\theta_{\text{fl,pavg}} = \theta_{\text{gn,r,w}} + \Delta\theta_{\text{w,r,fl,pavg}} \quad (60)$$

Il valore di eccesso d'aria alla potenza minima viene solitamente fornito dai dati tecnici, mentre il valore di eccesso d'aria alla potenza media si può calcolare per interpolazione lineare.

3.3 ESEMPI DI CALCOLO

3.3.1 Esempio 1

I dati in ingresso sono:

- temperatura dell'aria comburente: $\theta_{\text{air}}=20^{\circ}\text{C}$;
- grado igrometrico dell'aria: $\phi_{\text{air}}=0.5$;
- temperatura dei fumi: $\theta_{\text{fl}}=90^{\circ}\text{C}$;
- eccesso d'aria: $\varepsilon=0.36$ o $O_{2,\%fs}=6\%$;
- combustibile: Gas metano (100% CH_4).

Per la determinazione del recupero di calore latente dovuto alla condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi, occorre determinare la quantità di vapore d'acqua condensato, $M_{\text{H}_2\text{O,cond}}$, dal bilancio di massa

del GDC, Eq. (1), una volta che sono stati calcolati i termini del bilancio.

Vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione. Il vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione, $M_{H_2O,st}$, si ricava dalla reazione stechiometrica. Per il gas metano, $M_{H_2O,st}$, calcolato con l'Eq. (9), risulta pari a $1.606 \text{ kg}_v/\text{Nm}_c^3$.

Vapore d'acqua in ingresso al GDC contenuto nell'aria comburente. Il contenuto di vapore d'acqua nell'aria comburente in entrata al GDC, $M_{H_2O,air}$, espresso in kg di vapore acqueo per Nm^3 di combustibile, è dato dal prodotto tra il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione nell'aria, $M_{H_2O,air,sat}$ espresso in kg di vapore per Nm^3 di aria secca, il volume effettivo di aria comburente, V_{air}^* , espresso in Nm^3 di aria secca per Nm^3 di combustibile e il grado igrometrico dell'aria di combustione, φ_{air} , Eq. (16).

Il contenuto di vapore d'acqua nell'aria alla saturazione, $M_{H_2O,air,sat}$, espresso in kg di vapore su Nm^3 di aria secca, si calcola con l'Eq.(31) in funzione della temperatura:

$$M_{H_2O,air,sat} = \frac{m_v p_{sat}}{R_0 \theta_0} = \frac{18 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \cdot 2.337 \text{kPa}}{8.3143 \frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}} \cdot 273.15 \text{K}} = 0.018 \frac{\text{kg}_v}{\text{Nm}_{as}^3} \quad (61)$$

Il volume effettivo di aria comburente, V_{air}^* , si ricava con l'Eq. (37) in funzione dell'aria stechiometrica e dell'eccesso d'aria:

$$V_{air}^* = \frac{V_{air}}{V_c} = V_{air,st}^* (1 + \varepsilon) = 9.52(1 + 0.36) = 12.94 \frac{\text{Nm}_{as}^3}{\text{Nm}_c^3} \quad (62)$$

o in modo equivalente:

$$V_{air}^* = V_{air,st}^* \left(1 + \frac{8.52 \cdot O_{2,\%fs}}{2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fs}} \right) = 9.52 \left(1 + \frac{8.52 \cdot 0.06}{2 - 9.52 \cdot 0.06} \right) = 12.94 \frac{\text{Nm}_{as}^3}{\text{Nm}_c^3} \quad (63)$$

Il contenuto di vapore d'acqua nell'aria comburente in entrata al GDC, $M_{H_2O,air}$, si calcola con l'Eq. (16):

$$M_{H_2O,air} = M_{H_2O,air,sat} V_{air}^* \varphi_{air} = 18.53 \frac{\text{g}_v}{\text{Nm}_{as}^3} \cdot 12.94 \frac{\text{Nm}_{as}^3}{\text{Nm}_c^3} \cdot 0.5 = 0.120 \frac{\text{g}_v}{\text{Nm}_c^3} \quad (64)$$

Contenuto di vapore d'acqua in uscita dal GDC contenuto nei fumi. Il contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC, $M_{H_2O,fl}$, espresso in kg di vapore acqueo per Nm^3 di combustibile, è dato dal prodotto tra il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione nei fumi per Nm^3 di fumi secchi, $M_{H_2O,fl,sat}$, il volume reale dei fumi secchi per Nm^3 di combustibile,

V_{fs}^* , e il grado igrometrico dei fumi, φ_{fi} .

Il contenuto di vapore d'acqua nei fumi alla saturazione, $M_{H_2O,fi,sat}$, espresso in kg di vapore su Nm^3 di fumi secchi, si calcola con l'Eq.(51) in funzione della temperatura:

$$M_{H_2O,fi,sat} = \frac{m_v p_{sat}}{R_0 \theta_0} = \frac{18 \frac{kg}{kmol} \cdot 70.109 kPa}{8.3143 \frac{kJ}{kmolK} \cdot 273.15 K} = 0.556 \frac{kg_v}{Nm_{fs}^3} \quad (65)$$

Il volume effettivo dei fumi secchi, V_{fs}^* , si ricava con l'Eq. (55) in funzione dell'eccesso d'aria come:

$$V_{fs}^* = \frac{V_{fs}}{V_c} = \frac{8.52 + 9.52\varepsilon}{1} = 11.94 \frac{Nm_{fs}^3}{Nm_c^3} \quad (66)$$

o in modo equivalente, in funzione dei fumi secchi stechiometrici e dell'eccesso d'aria in termini di $O_{2,\%fs}$:

$$V_{fs}^* = V_{fs,st}^* \frac{2}{2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fs}} = 8.52 \frac{2}{2 - 9.52 \cdot 0.06} = 11.94 \frac{Nm_{fs}^3}{Nm_c^3} \quad (67)$$

Il contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC, $M_{H_2O,fi}$, si calcola con l'Eq.(40):

$$M_{H_2O,fi} = M_{H_2O,fi,sat} V_{fs}^* \varphi_{fi} = 0.556 \frac{kg_v}{Nm_{fs}^3} \cdot 11.94 \frac{Nm_{fs}^3}{Nm_c^3} \cdot 1 = 6.639 \frac{kg_v}{Nm_c^3} \quad (68)$$

dove il grado igrometrico dei fumi è stato assunto pari a 1.

Vapore d'acqua nei fumi condensato. La quantità di vapore d'acqua condensato, $M_{H_2O,cond}$, si ricava dal bilancio di massa del GDC, Eq. (1):

$$\begin{aligned} M_{H_2O,cond} &= (M_{H_2O,air} + M_{H_2O,st}) - M_{H_2O,fi} = \\ &= 0.120 \frac{kg_v}{Nm_c^3} + 1.606 \frac{kg_v}{Nm_c^3} - 6.639 \frac{kg_v}{Nm_c^3} = -4.913 \frac{kg_v}{Nm_c^3} \end{aligned} \quad (69)$$

La quantità di vapore d'acqua condensato, $M_{H_2O,cond}$, risulta negativa, avendo imposto un grado igrometrico dei fumi pari a 1, significa che non si ha condensazione dei fumi quindi la quantità di vapore d'acqua condensato, $M_{H_2O,cond}$, è nulla e il grado igrometrico dei fumi risulta essere inferiore a 1. Non essendoci vapore d'acqua condensato non vi è recupero di calore latente.

Per ricavare il grado igrometrico dei fumi si ricava il contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC, $M_{H_2O,fi}$, dal bilancio di massa del GDC,

ponendo $M_{H_2O,cond}=0$:

$$M_{H_2O,fl} = (M_{H_2O,air} + M_{H_2O,st}) = 0.120 \frac{kg_v}{Nm_c^3} + 1.606 \frac{kg_v}{Nm_c^3} = 1.726 \frac{kg_v}{Nm_c^3} \quad (70)$$

Dall'Eq. (40) si ricava il grado igrometrico dei fumi:

$$\varphi_{fl} = \frac{M_{H_2O,fl}}{M_{H_2O,fl,sat} V_{fs}^*} = \frac{1.726 \frac{kg_v}{Nm_c^3}}{0.556 \frac{kg_v}{Nm_{fs}^3} \cdot 11.94 \frac{Nm_{fs}^3}{Nm_c^3}} = 0.26 \quad (71)$$

3.3.2 Esempio 2

I dati in ingresso sono:

- temperatura dell'aria comburente: $\theta_{air}=20^\circ C$;
- grado igrometrico dell'aria: $\varphi_{air}=0.5$;
- temperatura dei fumi: $T_{fl}=30^\circ C$;
- eccesso d'aria: $\varepsilon=0.36$ o $O_{2,\%fs}=6\%$.

Per la determinazione del recupero di calore latente di dovuto alla condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi, occorre determinare la quantità di vapore d'acqua condensato, $M_{H_2O,cond}$, dal bilancio di massa del GDC, Eq. (1), una volta che sono stati calcolati i termini del bilancio.

Vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione. Il vapore d'acqua stechiometrico generato con la combustione, $M_{H_2O,st}$, si ricava dalla reazione stechiometrica. Per il gas metano, $M_{H_2O,st}$, calcolato con l'Eq. (9), risulta pari a $1.606 \text{ kg}_v/\text{Nm}_c^3$.

Vapore d'acqua in ingresso al GDC contenuto nell'aria comburente. Il contenuto di vapore d'acqua nell'aria comburente in entrata al GDC, $M_{H_2O,air}$, espresso in kg di vapore acqueo per Nm^3 di combustibile, è dato dal prodotto tra il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione nell'aria, $M_{H_2O,air,sat}$ espresso in kg di vapore per Nm^3 di aria secca, il volume effettivo di aria comburente, V_{air}^* , espresso in Nm^3 di aria secca per Nm^3 di combustibile e il grado igrometrico dell'aria di combustione, φ_{air} , Eq. (16).

Il contenuto di vapore d'acqua nell'aria alla saturazione, $M_{H_2O,air,sat}$, espresso in kg di vapore su Nm^3 di aria secca, si calcola con l'Eq.(31) in funzione della temperatura:

$$M_{H_2O,air,sat} = \frac{m_v p_{sat}}{R_o \theta_0} = \frac{18 \frac{kg}{kmol} \cdot 2.337 \text{kPa}}{8.3143 \frac{kJ}{kmolK} \cdot 273.15 \text{K}} = 0.018 \frac{kg_v}{Nm_{as}^3} \quad (72)$$

Il volume effettivo di aria comburente, V_{air}^* , si ricava con l'Eq. (37) in funzione dell'aria stechiometrica e dell'eccesso d'aria:

$$V_{air}^* = \frac{V_{air}}{V_c} = V_{air,st}^* (1 + \varepsilon) = 9.52(1 + 0.36) = 12.94 \frac{Nm_{as}^3}{Nm_c^3} \quad (73)$$

o in modo equivalente:

$$V_{air}^* = V_{air,st}^* \left(1 + \frac{8.52 \cdot O_{2,\%fs}}{2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fs}} \right) = 9.52 \left(1 + \frac{8.52 \cdot 0.06}{2 - 9.52 \cdot 0.06} \right) = 12.94 \frac{Nm_{as}^3}{Nm_c^3} \quad (74)$$

Il contenuto di vapore d'acqua nell'aria comburente in entrata al GDC, $M_{H_2O,air}$, si calcola con l'Eq. (16):

$$M_{H_2O,air} = M_{H_2O,air,sat} V_{air}^* \varphi_{air} = 18.53 \frac{g_v}{Nm_{as}^3} 12.94 \frac{Nm_{as}^3}{Nm_c^3} 0.5 = 0.120 \frac{g_v}{Nm_c^3} \quad (75)$$

Contenuto di vapore d'acqua in uscita dal GDC contenuto nei fumi. Il contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC, $M_{H_2O,fi}$, espresso in kg di vapore acqueo per Nm^3 di combustibile, è dato dal prodotto tra il contenuto di vapore d'acqua alla saturazione nei fumi per Nm^3 di fumi secchi, $M_{H_2O,fi,sat}$, il volume reale dei fumi secchi per Nm^3 di combustibile, V_{fs}^* , e il grado igrometrico dei fumi, φ_{fi} .

Il contenuto di vapore d'acqua nei fumi alla saturazione, $M_{H_2O,fi,sat}$, espresso in kg di vapore su Nm^3 di fumi secchi, si calcola con l'Eq.(51) in funzione della temperatura:

$$M_{H_2O,fi,sat} = \frac{m_v p_{sat}}{R_0 \theta_0} = \frac{18 \frac{kg}{kmol} 4.24 kPa}{8.3143 \frac{kJ}{kmolK} 273.15K} = 0.034 \frac{kg_v}{Nm_{fs}^3} \quad (76)$$

Il volume effettivo dei fumi secchi, V_{fs}^* , si ricava con l'Eq. (55) in funzione dell'eccesso d'aria come:

$$V_{fs}^* = \frac{V_{fs}}{V_c} = \frac{8.52 + 9.52\varepsilon}{1} = 11.94 \frac{Nm_{fs}^3}{Nm_c^3} \quad (77)$$

o in modo equivalente, in funzione dei fumi secchi stechiometrici e dell'eccesso d'aria in termini di $O_{2,\%fs}$:

$$V_{fs}^* = V_{fs,st}^* \frac{2}{2 - 9.52 \cdot O_{2,\%fs}} = 8.52 \frac{2}{2 - 9.52 \cdot 0.06} = 11.94 \frac{Nm_{fs}^3}{Nm_c^3} \quad (78)$$

Il contenuto di vapore d'acqua nei fumi all'uscita dal GDC, $M_{H_2O,fi}$, si

calcola con l'Eq.(40):

$$M_{H_2O,fl} = M_{H_2O,fl,sat} V_{fs}^* \Phi_{fl} = 0.034 \frac{kg_v}{Nm^3_{fs}} \cdot 11.94 \frac{Nm^3_{fs}}{Nm^3_c} \cdot 1 = 0.402 \frac{kg_v}{Nm^3_c} \quad (79)$$

dove il grado igrometrico dei fumi è stato assunto pari a 1.

Vapore d'acqua nei fumi condensato. La quantità di vapore d'acqua condensato, $M_{H_2O,cond}$, si ricava dal bilancio di massa del GDC, Eq. (1):

$$\begin{aligned} M_{H_2O,cond} &= (M_{H_2O,air} + M_{H_2O,st}) - M_{H_2O,fl} = \\ &= 0.120 \frac{kg_v}{Nm^3_c} + 1.606 \frac{kg_v}{Nm^3_c} - 0.402 \frac{kg_v}{Nm^3_c} = 1.324 \frac{kg_v}{Nm^3_c} \end{aligned} \quad (80)$$

Il calore latente di condensazione del vapore d'acqua, $H_{cond,fl}$, si calcola con l'Eq. (58):

$$H_{cond,fl} = 0.6947 - \theta_{fl} \cdot 676 \cdot 10^{-6} = 0.6947 - 30 \cdot 676 \cdot 10^{-6} = 0.674 \frac{kWh}{kg} \quad (81)$$

Il calore recuperato per condensazione, $Q_{cond,fl}$, si ottiene dal prodotto tra la massa di vapore d'acqua condensato, $M_{cond,fl}$, e il calore latente di condensazione, $H_{cond,fl}$, Eq.(58):

$$Q_{cond,fl} = M_{cond,fl} H_{cond,fl} = 1.324 \cdot 0.674 = 0.89 \frac{kWh}{Nm^3_{CH_4}} \quad (82)$$

Il valore del potere calorifico inferiore del metano, H_i , è preso dalla UNI TS 11300-2 ed è pari a 9.94 kWh/Nm^3 .

Il recupero di calore latente in termini percentuali è dato dall'Eq.(3):

$$R = \frac{100 Q_{cond,fl}}{PCI} = \frac{100 \cdot 0.89}{9.94} = 8.99\% \quad (83)$$

3.4 NOMENCLATURA

Simbolo

H	Calore latente di vaporizzazione (kWh/kg)
m	Massa molare (kg/kmol)
M	Massa (kg)
n	Numero moli (kmol)
p	Pressione (Pa)
P	Perdite percentuali (%)
PCI	Potere calorifico inferiore (kWh/Nm ³)

Q	Calore (kWh)
R	Recupero di calore (%)
R_0	Costante universale dei gas (kJ/kgK)
v	Volume specifico (m ³ /kg)
V	Volume (m ³)
x	Titolo (kg _v /kg _{as})

Simboli greci

ε	Rapporto tra l'aria in eccesso e l'aria stechiometrica (-)
θ	Temperatura (°C)
λ	Rapporto tra l'aria comburente e l'aria stechiometrica (-)
φ	Grado igrometrico (-)
Φ	Potenza (kW)
ρ	Densità (kg/m ³)

Pedici

air	Aria
avg	Media
c	Combustibile
ch	Camino
cond	Condensato
fl	Fumi umidi
fs	Fumi secchi
min	Minima
on	Acceso
sat	Saturazione
st	Stechiometrico
v	Vapore

Apici

*	Grandezza riferita al unità di combustibile
---	---

CAPITOLO 4

Confronto tra i modelli di calcolo proposti dalla UNI TS 11300-2 per il sottosistema di generazione

	Indice
4.1 Introduzione	121
4.1.1 Rendimento medio stagionale e rendimento del sottosistema di generazione.....	123
4.2 Confronto tra i metodi	124
4.2.1 Metodologia.....	124
4.2.2 Calcolo delle perdite.....	125
4.2.3 Calcolo dell'energia ausiliaria.....	129
4.2.4 Calcolo dell'energia recuperabile.....	131
4.2.5 Energia in ingresso.....	132
4.2.6 Procedimento di calcolo.....	133
4.2.7 Dati in ingresso.....	137
4.3 Caso di studio	139
4.3.1 Dati in ingresso.....	140
4.3.2 Calcolo delle perdite.....	143
4.3.3 Energia ausiliaria.....	148
4.3.4 Energia recuperabile.....	149
4.3.5 Energia in ingresso.....	154
4.3.6 Rendimento del sottosistema di generazione e rendimento medio stagionale.....	155
4.4 Riflessioni conclusive	156
4.5 Nomenclatura	159

4.1. INTRODUZIONE

Le effettive prestazioni del sottosistema di generazione dipendono certamente dalle caratteristiche del Generatore Di Calore (GDC) ma sono anche fortemente influenzate dalle modalità di inserimento dello stesso nell'impianto e in particolare, dal suo dimensionamento rispetto al fabbisogno dell'edificio, dalle modalità di installazione e dalla temperatura dell'acqua nelle condizioni di esercizio. Uno dei parametri che permette di

tenere in considerazione tutti questi fattori per valutare le effettive prestazioni del GDC in condizioni di esercizio è il rendimento medio stagionale. I rendimenti a pieno carico e a carico parziale, ottenuti con prove di laboratorio secondo le norme di riferimento e dichiarati dalle specifiche tecniche dei GDC, differiscono infatti dal rendimento medio stagionale in quanto dipendono esclusivamente dalle caratteristiche del GDC e non dalle modalità di utilizzo.

Una delle normative di riferimento per il calcolo del rendimento medio stagionale e del fabbisogno di energia primaria degli edifici per la climatizzazione invernale e la produzione di acqua calda sanitaria è la specifica tecnica UNI TS 11300-2. Tale Specifica Tecnica si applica a impianti di nuova progettazione, ristrutturati o esistenti, per il solo riscaldamento, per sola produzione acqua calda sanitaria oppure per la produzione combinata di riscaldamento e di acqua calda sanitaria. Le applicazioni della UNI TS 11300-2 riguardano principalmente le diagnosi e le certificazioni energetiche. Nella Specifica Tecnica, tali applicazioni vengono così classificate:

A) Valutazioni di calcolo che prevedono il calcolo del fabbisogno energetico e si differenziano in:

A1) Valutazione di progetto: il calcolo viene effettuato sulla base dei dati di progetto; per le modalità di occupazione e di utilizzo dell'edificio e dell'impianto si assumono valori convenzionali di riferimento. Questa valutazione è eseguita in regime di funzionamento continuo.

A2) Valutazione standard: il calcolo viene effettuato sulla base dei dati relativi all'edificio e all'impianto reale, come costruito; per le modalità di occupazione e di utilizzo dell'edificio e dell'impianto si assumono valori convenzionali di riferimento. Questa valutazione è eseguita in regime di funzionamento continuo.

A3) Valutazione in condizioni effettive di utilizzo: il calcolo viene effettuato sulla base dei dati relativi all'edificio e all'impianto reale, come costruito; per le modalità di occupazione e di utilizzo dell'edificio e dell'impianto si assumono valori effettivi di funzionamento (per esempio, in caso di diagnosi energetiche). Questa valutazione è eseguita nelle condizioni effettive di funzionamento intermittente dell'impianto.

B) Valutazioni basate sul rilievo dei consumi con modalità standard.

La UNI TS 11300-2 prevede che la determinazione del rendimento di generazione si possa effettuare mediante prospetti contenenti valori precalcolati oppure mediante metodi di calcolo. Nel caso di valutazioni di "progetto" (A1) e "standard" (A2) si possono utilizzare i valori precalcolati solo quando la tipologia del GDC e le condizioni di utilizzo corrispondano a quelle dei prospetti. In caso diverso si deve ricorrere ai metodi di calcolo.

Per valutazioni in “condizioni effettive di utilizzo” (A3) si deve effettuare in ogni caso il calcolo.

Per il calcolo delle perdite di generazione, la UNI TS 11300-2 recepisce due dei tre metodi previsti dalla normativa EN 15316-4-1. La EN 15316-4-1 è una delle normative di riferimento per l'analisi dei sistemi di generazione per il riscaldamento, facente parte di una serie di norme sul metodo di calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti degli impianti di riscaldamento e di produzione di acqua calda sanitaria.

I metodi previsti dalla UNI TS 11300 (Appendice B) per il calcolo delle perdite di generazione di GDC con combustione a fiamma per combustibili liquidi e gassosi sono:

- Metodo 1: metodo di calcolo basato sui rendimenti dichiarati ai sensi della Direttiva 92/42/CEE, corrispondente al 2° metodo della UNI EN 15316-4-1 (Case specific boiler efficiency method);
- Metodo 2: metodo di calcolo analitico, corrispondente al 3° metodo della UNI EN 15316-4-1. (Boiler cycling method).

L'appendice B prevede l'applicazione del Metodo 1 nel caso di GDC per i quali i dati siano dichiarati dal fabbricante ai sensi della Direttiva 92/42/CEE.

Il Metodo 2 deve essere utilizzato per:

- GDC di costruzione precedente al recepimento della Direttiva 92/42/CEE per i quali non sono disponibili i dati richiesti dalla Direttiva;
- determinare l'effetto delle condizioni di esercizio in GDC a condensazione.

I dati di prodotto per l'applicazione del Metodo 2 possono essere risultanti da prove, ma anche rilevati in campo, oltre che forniti della specifica tecnica UNI TS 11300-2.

In questo capitolo vengono analizzati e confrontati i due metodi per il calcolo delle perdite del GDC; per la trattazione e la simbologia si fa riferimento alla UNI TS 11300-2. Nelle fasi di calcolo in cui la Specifica Tecnica è apparsa di dubbia interpretazione, si è fatto riferimento alla UNI EN 15316-4-1.

4.1.1 Rendimento medio stagionale e rendimento del sottosistema di generazione

Il rendimento medio stagionale è uno dei parametri che consente di valutare le effettive prestazioni del GDC in condizioni di esercizio tenendo in considerazione non solo le caratteristiche del GDC ma anche dell'intero sistema edificio-impianto.

La specifica tecnica UNI TS 11300-2, per GDC dedicati al solo riscaldamento degli ambienti, definisce il rendimento medio stagionale come il rapporto tra il fabbisogno di energia termica utile per il

riscaldamento e il fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento:

$$\eta_{gn,H} = \frac{Q_H}{Q_{p,H}} \quad (1)$$

Un altro parametro indicato dalla UNI TS 11300-2 che può risultare utile per valutazioni energetiche, ad esempio nel caso di ristrutturazioni parziali dell'impianto termico, è il rendimento del sottosistema di generazione:

$$\eta_{gn} = \frac{Q_{gn,out}}{Q_{gn,in} + f_{p,el} Q_{aux,gn}} \quad (2)$$

dato dal rapporto tra l'energia utile in uscita dal GDC e l'energia in ingresso al GDC sommata all'energia primaria consumata dagli ausiliari elettrici del sottosistema di generazione.

4.2. CONFRONTO TRA I METODI

4.2.1 Metodologia

Il Metodo 1 è basato sui dati di rendimento dei GDC richiesti dalla Direttiva 92/42/CEE e determinati secondo le relative norme di prodotto. I dati richiesti sono relativi a tre fattori di carico:

- carico al 100%;
- carico intermedio (30% se non specificato);
- carico nullo.

Sinteticamente il calcolo procede attraverso le seguenti fasi.

Si apportano correzioni per adeguare le potenze e i rendimenti a potenza nominale, intermedia e a carico nullo, ai valori di temperatura dell'acqua nelle condizioni di funzionamento del GDC e per tenere conto della temperatura dell'aria nel locale di installazione.

Disponendo dei valori delle perdite a potenza nominale, intermedia e a carico nullo, si calcolano le perdite di potenza termica al carico medio effettivo per interpolazione lineare.

Attraverso la scelta di un intervallo di tempo opportuno si passa dal calcolo delle perdite di potenza a quelle di energia. Si procede col calcolo dell'energia consumata dagli ausiliari e della sua quota parte recuperabile.

Si determina infine il fabbisogno di energia per il sottosistema di generazione.

Il Metodo 2 si basa sulla valutazione delle perdite al camino e al mantello del GDC durante i cicli di accensione e spegnimento del bruciatore. Il tempo totale di funzionamento del GDC (tempo di attivazione) è infatti

suddiviso in due parti: intervallo di tempo con fiamma del bruciatore accesa, tempi di attesa con fiamma del bruciatore spenta (stand-by).

Per il calcolo dell'energia ausiliaria occorre valutare il tempo di accensione di ciascun dispositivo in relazione al posizionamento rispetto alla camera di combustione. La Specifica Tecnica indica di considerare il tempo di attivazione degli ausiliari a monte della camera di combustione, pari al tempo di accensione del bruciatore, mentre il tempo di accensione degli ausiliari a valle della camera di combustione deve essere considerato pari al tempo totale, ossia di 24 ore/giorno. Si determina poi la quota parte recuperabile dell'energia consumata dagli ausiliari. Infine l'energia in ingresso al sottosistema di generazione si calcola come prodotto tra la potenza al focolare e l'effettivo tempo di accensione del bruciatore.

Riassumendo, la principale differenza tra i due metodi consiste nel considerare il GDC funzionante per il tempo di attivazione totale alla potenza termica utile effettiva di utilizzo, con rendimento e perdite ricavate per interpolazione lineare dei dati forniti dal costruttore (Metodo 1); oppure nel determinare il fattore di carico distinguendo il tempo in cui il bruciatore è acceso da quello in cui è spento e le perdite e i consumi elettrici degli ausiliari relativi a questi due intervalli di tempo (Metodo 2). Conseguentemente il Metodo 1 è uguale per tutti i tipi di GDC, mentre il Metodo 2 si differenzia a seconda della tipologia e del funzionamento del GDC.

4.2.2 Calcolo delle perdite

Metodo 1. Secondo il Metodo 1 le perdite del sottosistema di generazione vengono determinate mediante una interpolazione lineare dei valori delle perdite del GDC nelle condizioni di funzionamento a potenza nominale, intermedia e a carico nullo. Le perdite vengono calcolate in funzione dei rendimenti corretti per tener conto delle effettive condizioni di utilizzo in quanto i rendimenti forniti dalle schede tecniche, secondo la Direttiva 92/42/CEE, sono determinati in condizioni nominali di prova.

Le perdite corrette alla potenza nominale sono date da:

$$\Phi_{gn,I,Pn,cor} = \frac{(100 - \eta_{gn,Pn,cor})}{\eta_{gn,Pn,cor}} \Phi_{Pn} \quad (3)$$

dove il rendimento corretto alla potenza nominale è espresso da:

$$\eta_{gn,Pn,cor} = \eta_{gn,Pn} + f_{cor,Pn} (\theta_{gn,test,w,Pn} - \theta_{gn,w}) \quad (4)$$

In maniera analoga si determinano le perdite corrette alla potenza intermedia:

$$\Phi_{gn,I,Pint,cor} = \frac{(100 - \eta_{gn,Pint,cor})}{\eta_{gn,Pint,cor}} \Phi_{Pint} \quad (5)$$

e il rendimento corretto alla potenza intermedia:

$$\eta_{gn,Pint,cor} = \eta_{gn,Pint} + f_{cor,Pint}(\theta_{gn,test,w,Pint} - \theta_{gn,w}) \quad (6)$$

Nel caso in cui i rendimenti alla potenza nominale e intermedia non fossero reperibili dai dati tecnici del costruttore, è possibile calcolarli con le seguenti espressioni:

$$\eta_{gn,Pn} = A + B \log \Phi_{Pn} \quad (7)$$

$$\eta_{gn,Pint} = C + D \log \Phi_{Pn} \quad (8)$$

dove i parametri A, B, C, D variano a seconda della tipologia di GDC.

Le perdite a carico nullo ($\Phi_{gn,I,Po}$) possono essere dichiarate dal costruttore.

Qualora tale dato non fosse disponibile si può utilizzare la seguente relazione:

$$\Phi_{gn,I,Po} = \Phi_{Pn} \frac{E}{100} \Phi_{Pn}^F \quad (9)$$

dove E e F sono parametri riportati in prospetti della Specifica Tecnica, in funzione della tipologia di GDC (atmosferico, ad aria soffiata, a bassa temperatura, a condensazione).

Le perdite a carico nullo così determinate, devono essere corrette in base alla temperatura del locale di installazione e alla temperatura media dell'acqua nel GDC nelle condizioni di utilizzo:

$$\Phi_{gn,I,Po,cor} = \Phi_{gn,I,Po} \left(\frac{\theta_{gn,w} - \theta_{gn,a,avg}}{\theta_{gn,test,Po} - \theta_{gn,a,test}} \right)^{5/4} \quad (10)$$

Se la potenza al carico medio, definita come:

$$\Phi_{Px} = \frac{Q_{gn,out}}{t_{gn}} \quad (11)$$

è minore o uguale alla potenza intermedia, le perdite del GDC si determinano con la seguente interpolazione lineare:

$$\Phi_{gn,I,Px} = \frac{\Phi_{Px}}{\Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,I,Pint,cor} - \Phi_{gn,I,Po,cor}) + \Phi_{gn,I,Po,cor} \quad (12)$$

Se invece è compresa tra la potenza intermedia e quella nominale, le perdite del GDC si determinano con la seguente interpolazione lineare:

$$\Phi_{gn,l,Px} = \frac{\Phi_{Px} - \Phi_{Pint}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + \Phi_{gn,l,Pint,cor} \quad (13)$$

Infine le perdite totali di energia nell'intervallo di attivazione del GDC sono date da:

$$Q_{gn,l,t} = \Phi_{gn,l,Px} t_{gn} \quad (14)$$

Metodo 2. Il Metodo 2 prevede un calcolo differenziato per determinare le perdite percentuali al camino a bruciatore acceso, le perdite percentuali al camino a bruciatore spento, e le perdite percentuali al mantello.

Per GDC nuovi, o comunque con dati dichiarati secondo la Direttiva 92/42/CEE, tali perdite in condizioni di prova sono dichiarate dal costruttore del GDC; in mancanza di tali dati si possono utilizzare i valori di riferimento riportati nei prospetti della Specifica Tecnica. Per tenere conto delle effettive condizioni di funzionamento, in particolare per considerare gli effetti dati dalla temperatura media in caldaia, dal fattore di carico e dalla regolazione del bruciatore, occorre correggere i valori delle perdite ottenute nelle condizioni di prova.

Le perdite percentuali corrette al camino a bruciatore acceso sono date da:

$$P_{ch,on} = [P_{ch,on,test} + 0.045(\theta_{gn,w} - \theta_{gn,w,test})] FC^n \quad (15)$$

Con riferimento alla prima parte della formula, l'Eq. (15) assume che l'andamento delle perdite al camino al variare della temperatura media dell'acqua nel GDC (media dei valori di temperatura di mandata e ritorno) sia lineare:

$$\frac{P_{ch,on} - P_{ch,on,test}}{(\theta_{gn,w} - \theta_{gn,w,test})} = \frac{1}{22} = 0.045 \quad (16)$$

Essendo le perdite al camino il complemento a 100 del rendimento di combustione, assumere un andamento lineare tra le perdite al camino e la temperatura media dell'acqua nel GDC, comporta che sia lineare anche l'andamento della variazione del rendimento di combustione con la temperatura media dell'acqua nel GDC. Si sottolinea che le perdite al camino calore sensibile aumentano all'aumentare della temperatura media dell'acqua nel GDC, mentre il rendimento diminuisce.

In realtà le perdite al camino sono attribuibili al calore che viene perduto con il rilascio dei fumi a elevata temperatura; dunque esse sono strettamente dipendenti dalla temperatura dei fumi e solo indirettamente dalla temperatura dell'acqua nel GDC. Conseguentemente se l'Eq. (15) assume che l'andamento delle perdite al camino sia lineare al variare della temperatura media dell'acqua nel GDC significa che viene assunto anche

che la variazione di temperatura fra acqua e fumi rimanga costante (ad es. un aumento di 20°C della temperatura dell'acqua causa un aumento di 20°C della temperatura dei fumi).

Con la formula di Siegert, fornita ad esempio dalla norma UNI 10389:2009, si possono calcolare le perdite al camino per calore sensibile, in termini percentuali, in funzione della temperatura dei fumi e dell'eccesso d'aria (in termini di percentuale in volume di O₂ misurato nei fumi):

$$P_{ch,sens} = \frac{A_1}{21 - O_2} (\theta_{fi} - \theta_a) + B \quad (17)$$

dove: i coefficienti A₁ e B assumono valori diversi a seconda del tipo di combustibile (A₁=0.66 e B=0.01 per il gas naturale), θ_f è la temperatura dei fumi e θ_a è la temperatura dell'aria.

Utilizzando l'Eq. (17), considerando un eccesso di aria pari al 3% O₂ nei fumi e il gas naturale come combustibile, si trova che a un aumento di 22°C della temperatura dei fumi corrisponde un aumento dell'1% delle perdite al camino a bruciatore acceso; da qui deriva il valore del fattore di correzione utilizzato nell'Eq.(15), pari a 0.045 (1/22).

L'Eq. (15) non tiene in considerazione esplicitamente dell'effetto della regolazione del rapporto aria/combustibile. La costante 0.045 è infatti valida solo per un eccesso di aria pari al 3% O₂ nei fumi. Per impianti esistenti in cui si ha un diverso valore di eccesso di aria, il fattore 0.045 può essere ricalcolato con l'Eq. (17), in funzione dell'effettivo valore di eccesso d'aria misurato.

L'esponente n del fattore di carico permette di tenere in considerazione la riduzione delle perdite nel caso di elevate intermittenze, legate ai valori minori di temperatura dei prodotti della combustione allo scarico della caldaia. Elevati valori di n corrispondono a un'elevata massa specifica del GDC. Valori tipici del parametro n, indicati dalla UNI TS 11300-2 sono: 0.05 per GDC in alluminio, 0.1 per GDC in acciaio, 0.15 per GDC in ghisa).

Le perdite percentuali corrette al camino a bruciatore spento sono date da:

$$P_{ch,off} = P_{ch,off,test} \frac{\theta_{gn,w} - \theta_{gn,a,avg}}{\theta_{gn,w,test} - \theta_{gn,a,test}} FC^p \quad (18)$$

L'esponente p del fattore di carico permette di tenere in considerazione la riduzione delle perdite al camino a bruciatore spento se la temperatura media della massa del GDC si riduce durante il funzionamento in stand-by. Ciò avviene solo se la regolazione della temperatura ambiente interrompe la circolazione dell'acqua in caldaia.

Le perdite percentuali corrette al mantello sono date da:

$$P_{gn,env} = P_{gn,env,test} k_{gn,env} \frac{\theta_{gn,w} - \theta_{gn,a,avg}}{\theta_{gn,w,test} - \theta_{gn,a,test}} FC^m \quad (19)$$

L'Eq. (19) assume che l'andamento della variazione delle perdite al mantello al variare della differenza di temperatura tra l'acqua in caldaia e dell'ambiente di installazione sia lineare. Tale assunzione trova giustificazione nel considerare lineari le dispersioni al mantello.

L'esponente m del fattore di carico, in Eq. (19) permette di tenere in considerazione la riduzione delle perdite al mantello se la temperatura media della massa del GDC si riduce durante il funzionamento in stand-by. Ciò avviene solo se la regolazione della temperatura ambiente interrompe la circolazione dell'acqua in caldaia.

Il parametro $k_{gn,env}$ è un fattore di riduzione che tiene conto del possibile recupero di calore delle perdite al mantello. Infatti quando il GDC è installato in un locale tecnico o in un ambiente riscaldato, le dispersioni termiche al mantello concorrono a ridurre il fabbisogno di energia per il riscaldamento. Le perdite al mantello sono considerate recuperabili in misura diversa a seconda di dove sia collocato il GDC. La Specifica Tecnica fornisce i seguenti valori: 0.1 per GDC installati all'interno di spazi riscaldati, 0.2 per GDC di tipo B installati all'interno di spazi riscaldati, 0.7 per GDC installati in centrale termica, 1 per GDC installati all'esterno.

Le perdite totali di energia sono date dalla somma delle perdite al camino a bruciatore acceso e spento e dalle perdite al mantello:

$$Q_{gn,t} = Q_{ch,on} + Q_{ch,off} + Q_{gn,env} \quad (20)$$

dove:

$$Q_{ch,on} = \frac{P_{ch,on}}{100} \Phi_{cn} t_{on} \quad (21)$$

$$Q_{ch,off} = \frac{P_{ch,off}}{100} \Phi_{ref} t_{off} \quad (22)$$

$$Q_{gn,env} = \frac{P_{gn,env}}{100} \Phi_{ref} t_{gn} \quad (23)$$

La potenza di riferimento per i fattori di perdita, Φ_{ref} , solitamente coincide con la potenza nominale al focolare; la distinzione viene fatta solo per consentire l'utilizzo nelle formule di dati sperimentali misurati in condizioni diverse da quelle nominali.

4.2.3 Calcolo dell'energia ausiliaria

Metodo 1. Secondo il Metodo 1 l'energia ausiliaria totale è data dal

prodotto della potenza degli ausiliari alle condizioni effettive di funzionamento per il tempo di attivazione del GDC:

$$Q_{gn,aux} = W_{gn,aux,Px} t_{gn} \quad (24)$$

La potenza degli ausiliari, $W_{gn,aux,Px}$, si calcola per interpolazione lineare tra i valori delle potenze degli ausiliari a pieno carico, $W_{gn,aux,Pn}$, a carico intermedio, $W_{gn,aux,Pint}$, e nullo, $W_{gn,aux,Po}$.

Gli ausiliari da considerare sono solo quelli “a bordo” del GDC, escludendo così ad esempio la pompa di circolazione primaria.

Per calcolare i consumi degli ausiliari per interpolazione lineare occorre introdurre i fattori di carico alla potenza effettiva, $FC_{u,Px}$, e intermedia, $FC_{u,Pint}$.

Si definisce fattore di carico utile alla potenza effettiva del GDC:

$$FC_{u,Px} = \frac{\Phi_{Px}}{\Phi_{Pn}} \quad (25)$$

e analogamente quello alla potenza intermedia:

$$FC_{u,Pint} = \frac{\Phi_{Pint}}{\Phi_{Pn}} \quad (26)$$

Se il fattore di carico alla potenza effettiva è minore di quello a potenza intermedia, allora la potenza degli ausiliari, $W_{gn,aux,Px}$, calcolata per interpolazione lineare, risulta essere:

$$W_{gn,aux,Px} = W_{gn,aux,Po} + \frac{FC_{u,Px}}{FC_{u,Pint}} (W_{gn,aux,Pint} - W_{gn,aux,Po}) \quad (27)$$

Se invece $FC_{u,Px}$ è compreso tra $FC_{u,Pint}$ e $FC_{u,Pn}$, allora risulta:

$$W_{gn,aux,Px} = W_{gn,aux,Pint} + \frac{FC_{u,Px} - FC_{u,Pint}}{1 - FC_{u,Pint}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint}) \quad (28)$$

I valori delle potenze degli ausiliari a carico nominale, intermedio e nullo possono essere forniti dal costruttore. In alternativa, ai fini del calcolo del rendimento di generazione, possono essere determinati come segue:

$$W_{gn,aux,Pi} = G + H\Phi_{Pn}^n \quad (29)$$

dove i parametri G, H e n si determinano da prospetti della Specifica Tecnica in funzione della tipologia di GDC (atmosferici, ad aria soffiata, a bassa temperatura).

Metodo 2. Secondo il Metodo 2, l'energia consumata dagli ausiliari è data dalla sommatoria del prodotto della potenza di ciascun ausiliario i-esimo per il relativo tempo di accensione:

$$Q_{gn,aux} = \sum_i W_{gn,aux,i} t_{on,i} \quad (30)$$

Il tempo di accensione di ciascun ausiliario deve essere valutato a seconda del posizionamento rispetto alla camera di combustione e al funzionamento e alla taglia del GDC. Il tempo di accensione, t_{on} , è dato dal prodotto del fattore di carico, FC, e il tempo di attivazione, t_{gn} .

$$t_{on} = t_{gn} FC$$

Per la modalità di calcolo del fattore di carico si rimanda al Par. 4.2.5.

I valori delle potenze elettriche degli ausiliari possono essere forniti dal costruttore; in assenza di questi, essi possono essere determinati come segue:

$$W_{gn,aux,i} = c_4 + c_5 \Phi_{cn}^n \quad (32)$$

Dove i parametri c_4 , c_5 , n , si determinano da prospetti della Specifica Tecnica in funzione della tipologia di GDC (atmosferici, ad aria soffiata) o del tipo di ausiliario (pompa di circolazione primaria).

4.2.4 Calcolo dell'energia recuperabile

Metodo 1. Secondo il Metodo 1, l'energia termica recuperabile è data da una quota parte dall'energia degli ausiliari elettrici e da una quota delle perdite di energia termica dal mantello del GDC:

$$Q_{gn,l,rl} = Q_{gn,aux,rl} + Q_{gn,env,rl} \quad (33)$$

I valori di rendimento dichiarati in base alla Direttiva 92/42/CEE tengono già conto del recupero di energia elettrica ceduta al fluido termovettore. Ai fini del calcolo dell'energia termica recuperabile dagli ausiliari elettrici, il Metodo 1 considera la quota di energia termica trasmessa all'acqua dell'impianto pari a 0,75 del totale. La quota di energia termica ceduta in ambiente dagli ausiliari elettrici si assume quindi pari a 0,25 del totale. Si considerano solo i recuperi verso l'ambiente di installazione. L'energia ausiliaria recuperata, $Q_{gn,aux,rl}$, è data da:

$$Q_{gn,aux,rl} = 0.25 Q_{gn,aux} (1 - b_{gn}) \quad (34)$$

Il parametro b_{gn} è un fattore di correzione che permette di diversificare la quota parte di energia recuperata a seconda della l'ubicazione del GDC. La Specifica Tecnica suggerisce i seguenti valori: 0 se ubicato all'interno dello spazio riscaldato, 0.3 se in centrale termica, 1 se all'esterno.

Le perdite recuperabili all'involucro del GDC, $Q_{gn,env,rl}$, vengono espresse come frazione delle perdite totali a carico nullo e si calcolano come:

$$Q_{gn,env,rl} = \Phi_{gn,l,po,corr} (1 - b_{gn}) p_{gn,env} t_{gn} \quad (35)$$

dove $p_{gn,env}$ è la frazione delle perdite a carico nullo attribuita a perdite all'involucro del GDC. In assenza di dati forniti dal costruttore, la Specifica Tecnica fornisce valori di riferimento per bruciatori atmosferici o ad aria soffiata.

Metodo 2. Per il Metodo 2 l'energia recuperabile è costituita da una quota parte pari all'80% dell'energia elettrica degli ausiliari a monte e a valle del focolare.

L'energia recuperabile dagli ausiliari j-esimi a monte del focolare si calcola come:

$$Q_{br} = \sum_j 0.8 W_{br,j} t_{on,j} \quad (36)$$

Analogamente, l'energia recuperabile dagli ausiliari k-esimi a valle del focolare si calcola come:

$$Q_{af} = \sum_k 0.8 W_{af,k} t_{on,k} \quad (37)$$

Come per il calcolo dell'energia consumata dagli ausiliari, anche per l'energia recuperabile occorre valutare il tempo di accensione di ciascun ausiliario caso per caso.

Il Metodo 2 considera che venga recuperata anche parte dell'energia dispersa al mantello del GDC. Tale recupero di energia non viene esplicitato nel bilancio del GDC ma viene conteggiato come riduzione delle perdite al mantello attraverso il parametro $k_{gn,env}$ nell'Eq. (19), (vedi Par. 4.2.2).

4.2.5 Energia in ingresso

Metodo 1. Il fabbisogno di energia per il sottosistema di generazione si ricava dal bilancio di energia del GDC sottraendo l'energia recuperabile dalla somma dell'energia in uscita dal GDC e delle perdite al camino e al mantello:

$$Q_{gn,in} = Q_{gn,out} + Q_{gn,l,t} - Q_{gn,l,rl} \quad (38)$$

Metodo 2. Il fabbisogno di energia per il sottosistema di generazione come il prodotto tra la potenza al focolare e l'effettivo tempo di accensione del bruciatore:

$$Q_{gn,in} = \Phi_{cn} t_{gn} FC \quad (39)$$

dove il fattore di carico è definito come:

$$FC = \frac{100(Q_{gn,out} - Q_{af})}{t_{gn} \Phi_{ref} + P_{ch,off} + P_{gn,env}} \quad (40)$$

$$100 \frac{\Phi_{cn} + 0.8W_{br}}{\Phi_{ref}} - \frac{\Phi_{cn}}{\Phi_{ref}} P_{ch,on} + P_{ch,off}$$

La formulazione del fattore di carico deriva dal bilancio di energia del GDC che risulta essere:

$$Q_{gn,t} = Q_{gn,in} - Q_{gn,out} + Q_{br} + Q_{af} \quad (41)$$

4.2.6 Procedimento di calcolo

Metodo 1. Per arrivare alla determinazione delle perdite e del rendimento del sottosistema di generazione il Metodo 1 prevede un'unica procedura di calcolo valida per tutte le tipologie di GDC. L'unica differenza tra le diverse tipologie di GDC è data dal valore della temperatura dell'acqua del GDC in condizioni di funzionamento, che coincide con la media dei valori di temperatura dell'acqua di mandata e di ritorno per i GDC monostadio e modulante, e con il valore della temperatura di ritorno per i GDC a condensazione.

Secondo tale procedura occorre calcolare:

- i rendimenti e le perdite a potenza nominale, assunti dai dati dichiarati dal costruttore in base alla Direttiva, e corretti in funzione della temperatura dell'acqua nelle condizioni di funzionamento del GDC (Eqq. 3-4);
- i rendimenti e le perdite a potenza intermedia, assunti dai dati dichiarati dal costruttore in base alla Direttiva, e corretti in funzione della temperatura dell'acqua nelle condizioni di funzionamento del GDC (Eqq. 5-6);
- le perdite a carico nullo in condizioni di riferimento, assunte dai dati dichiarati dal costruttore in base alla Direttiva o in alternativa calcolate con l'Eq. (9) corrette poi per tenere conto della effettiva temperatura dell'acqua nel GDC e dell'aria nel locale di installazione (Eq. 10);
- la potenza a carico medio (Eq. 11);
- le perdite di potenza termica a carico medio per interpolazione lineare (Eqq. 12-13);
- le perdite di energia nell'intervallo di tempo considerato (Eq. 14);
- l'energia ausiliaria in base al carico del GDC (Eqq. 24-29);
- le perdite di energia recuperabili (Eqq. 33-35);
- il fabbisogno di energia per il sottosistema di generazione (Eq. 38).

Metodo 2. Il Metodo 2 distingue procedure diverse di calcolo ai fini della determinazione delle perdite e del rendimento del sottosistema di generazione per GDC monostadio, modulante, a condensazione, modulare.

Per i GDC monostadio secondo la procedura di calcolo, imponendo inizialmente $FC=1$, occorre determinare:

- le perdite al camino e al mantello (Eqq. 15-19).
- l'energia ausiliaria (Eqq. 30-32).
- la quota recuperabile dell'energia degli ausiliari elettrici (Eqq. 36-37)
- il fattore di calcolo FC (Eq. (40)) per iterazioni successive dal momento che alcune grandezze dipendono a loro volta da FC ; finché FC non converge (nei calcoli successivi sono state considerate variazioni di FC minori di 0.01), si ripetono i passi a, b, c, d;
- il fabbisogno di energia per il sottosistema di generazione (Eq. 39);
- le perdite di energia totali per il sottosistema di generazione (Eq. 20).

Per i GDC modulanti i valori nominali sono quelli alla potenza massima. Inizialmente si segue la procedura dei GDC monostadio sostituendo alla potenza al focolare, la potenza minima al focolare, $\Phi_{cn,min}$; alle perdite al camino alla potenza al focolare, le perdite al camino a potenza minima del focolare, $P_{ch,on,min, test}$; alla potenza al focolare degli ausiliari a monte del focolare, la potenza minima al focolare, $W_{br,min}$. Se FC converge a un valore minore o uguale a 1 si procede fino al termine della procedura. Se invece FC converge a un valore maggiore di 1, si modifica la procedura che prevede di calcolare:

- le perdite al mantello con l'Eq. (19) assumendo $FC=1$;
- le perdite minime e massime al camino a focolare acceso con l'Eq. (15) assumendo $FC=1$;
- l'energia recuperata dagli ausiliari a valle del focolare, Q_{af} , con l'Eq. (37). Ponendo la potenza al focolare media, $\Phi_{cn,avg}$, uguale a quella minima, $\Phi_{cn,min}$, si procede determinando:
- le perdite al camino medie:

$$P_{ch,on,avg} = P_{ch,on,min} + (P_{ch,on} - P_{ch,on,min}) \frac{\Phi_{cn,avg} - \Phi_{cn,min}}{\Phi_{cn,max} - \Phi_{cn,min}} \quad (42)$$

- la potenza media degli ausiliari a monte del focolare:

$$W_{br,avg} = W_{br,min} + (W_{br,max} - W_{br,min}) \frac{\Phi_{cn,avg} - \Phi_{cn,min}}{\Phi_{cn,max} - \Phi_{cn,min}} \quad (43)$$

- la potenza media al focolare:

$$\Phi_{cn,avg} = \frac{\frac{Q_{gn,out} - Q_{af}}{t_{gn}} + \frac{P_{gn,env}}{100} \Phi_{ref} - k_{br} W_{br,avg}}{1 - \frac{P_{ch,on,avg}}{100}} \quad (44)$$

ripetendo i passaggi d, e, f finché $\Phi_{cn,avg}$ converge.

Infine si determinano:

h) l'energia in ingresso al GDC:

$$Q_{gn,in} = \Phi_{cn,avg} t_{on} \quad (45)$$

i) l'energia ausiliaria totale:

$$Q_{gn,aux} = \Phi_{cn,avg} t_{gn} \quad (46)$$

l) l'energia ausiliaria recuperata:

$$Q_{gn,aux,rl} = (k_{af} W_{af} + k_{br} W_{br,avg}) t_{gn} \quad (47)$$

m) le perdite totali:

$$Q_{gn,t} = Q_{gn,in} - Q_{gn,out} + Q_{gn,aux,rl} \quad (48)$$

Nel caso di GDC a condensazione, il Metodo 2 tiene conto del recupero di calore latente di condensazione del vapore d'acqua con una riduzione delle perdite al camino a bruciatore acceso. Il recupero di calore latente, R, in funzione del vapore d'acqua condensato, viene ottenuto come differenza tra il contenuto di vapor d'acqua nei fumi umidi effettivi e quello nei fumi all'uscita del GDC. Il prodotto del quantitativo di condensato per il calore latente di vaporizzazione fornisce il calore recuperato. Il procedimento di calcolo è lo stesso dei GDC monostadio o modulanti, sostituendo rispettivamente $P_{ch,on}$, $P_{ch,on,avg}$, $P_{ch,on,min}$ con:

$$P_{ch,on}^* = P_{ch,on} - R \quad (49)$$

$$P_{ch,on,avg}^* = P_{ch,on,avg} - R_{avg} \quad (50)$$

$$P_{ch,on,min}^* = P_{ch,on,min} - R_{min} \quad (51)$$

Infine, come per il Metodo 1, il valore della temperatura dell'acqua del GDC in condizioni di funzionamento coincide con il valore della temperatura di ritorno, diversamente dai GDC monostadio e modulante per i quali coincide con la media dei valori di temperatura dell'acqua di mandata e di ritorno.

Si rimanda al Capitolo 3 di questa Sezione per un'analisi dettagliata del modello di calcolo per la determinazione del recupero di calore latente nei GDC a condensazione.

Nel caso di un GDC modulare, composto da N_t moduli assemblati in una unica unità fisica o funzionale, ciascuno avente una potenza al focolare minima e massima indicate con: $\Phi_{cn,i,max}$ e $\Phi_{cn,i,min}$, la potenza al focolare complessiva del GDC modulare si calcola come:

$$\Phi_{cn} = \Phi_{cn,i,max} N_t \quad (52)$$

La Specifica Tecnica prevede le seguenti tre soluzioni:

- 1) sistemi modulari senza intercettazione idraulica dei moduli;
- 2) sistemi modulari con intercettazione idraulica dei moduli e inserimento del numero minimo possibile di moduli in relazione al fattore di carico;
- 3) sistemi modulari con intercettazione idraulica dei moduli e inserimento del numero massimo possibile di moduli in relazione al fattore di carico.

La soluzione 2) è normalmente adottata nel caso di GDC non condensanti, mentre la soluzione 3) è prevista nel caso di GDC a condensazione. In assenza di indicazioni in merito alla soluzione adottata occorre prendere come riferimento la soluzione 1). Seguono le procedure previste per ciascuna soluzione.

1) Sistemi modulari senza intercettazione idraulica dei moduli. Se il GDC modulare non è dotato di un dispositivo che spegne e interrompe la circolazione di acqua nei moduli inutilizzati, qualunque sia la modalità di inserimento/disinserimento dei moduli, le perdite effettive del GDC modulare si calcolano con la procedura definita per i GDC modulanti ipotizzando:

$$\Phi_{cn,max} = \Phi_{cn,i,max} N_t \quad (53)$$

$$\Phi_{cn,min} = \Phi_{cn,i,min} N_t \quad (54)$$

2) Sistemi modulari con intercettazione idraulica dei moduli ed inserimento del minimo numero possibile di moduli. Se il GDC modulare è dotato di un dispositivo che spegne ed interrompe la circolazione di acqua nei moduli inutilizzati e la modalità di regolazione prevede il funzionamento del minimo numero possibile di moduli, il numero N di moduli attivi si calcola come:

$$N = \text{int}(N_t FC - 1) \quad (55)$$

dove FC è calcolato seguendo la procedura per GDC monostadio ipotizzando che la potenza al focolare sia pari alla somma delle potenze al focolare a pieno carico dei moduli e che i fattori di perdita percentuali siano uguali a quelli del GDC modulare in esame alla massima potenza. Le perdite effettive del GDC modulare si calcolano con la procedura per GDC modulanti ipotizzando:

$$\Phi_{cn,max} = \Phi_{cn,i,max} N \quad (56)$$

$$\Phi_{cn,min} = \Phi_{cn,i,min} \quad (57)$$

3) Sistemi modulari con intercettazione idraulica dei moduli ed inserimento del massimo numero possibile di moduli. Se il GDC modulare è dotato di un dispositivo che spegne ed interrompe la circolazione di acqua

nei moduli inutilizzati e la modalità di regolazione prevede il funzionamento del massimo numero possibile di moduli, il numero N di moduli attivi si calcola come:

$$N = \text{int}(N_i FC + 1) \quad (58)$$

dove FC è calcolato seguendo la procedura per GDC monostadio ipotizzando un GDC di calore monostadio avente potenza al focolare:

$$\Phi_{cn} = N_t \Phi_{cn,i,\min} \quad (59)$$

ossia pari alla potenza complessiva di tutti i moduli alla minima potenza del focolare in funzionamento continuo ed a fiamma accesa e assumendo fattori di perdita percentuali uguali a quelli del GDC modulare in esame alla minima potenza.

Se risulta $N > N_i$ si pone $N_t = N$.

Le perdite effettive del GDC modulare si calcolano con la procedura per GDC modulanti ipotizzando le condizioni espresse dalle Eqq. (56-57).

4.2.7 Dati in ingresso

Come già sottolineato il Metodo 1 utilizza la potenza termica utile, mentre il Metodo 2 la potenza al focolare. Inoltre, per il calcolo dell'energia degli ausiliari, il Metodo 1 considera solo gli ausiliari "a bordo" del GDC, escludendo ad esempio la pompa di circolazione primaria (che viene conteggiata nel sottosistema di distribuzione) mentre il Metodo 2 considera l'energia assorbita dagli ausiliari sia a monte sia a valle del GDC. Per entrambi i metodi occorre inoltre assegnare dati in ingresso che riguardano le condizioni di funzionamento effettive; questi sono: l'energia termica utile prodotta, la temperatura media dell'acqua nel GDC nelle condizioni reali, la temperatura del locale di installazione.

Seguono i dati in ingresso richiesti dai due metodi.

Metodo 1. Il Metodo 1 utilizza per lo più dati tecnici forniti dai costruttori secondo la Direttiva 92/42/CEE. Qualora i dati non fossero disponibili possono essere comunque ricavati da prospetti; nello specifico: il rendimento a potenza nominale, la potenza termica utile intermedia, il rendimento a potenza intermedia, le perdite a carico nullo, le potenze degli ausiliari a potenza nominale, a potenza intermedia e a carico nullo, la temperatura media dell'acqua nel GDC in condizioni di prova a potenza nominale e intermedia e infine la temperatura del GDC nelle condizioni di prova. In Tab. I si riporta l'elenco dei dati in ingresso necessari per l'applicazione del Metodo 1.

Metodo 2. Il Metodo 2 richiede dati tecnici forniti dal costruttore che

qualora non disponibili possono essere ricavati da prospetti. Questi sono: le perdite percentuali in condizioni di prova a bruciatore acceso, spento e al mantello, la potenza degli ausiliari posti a monte e a valle del bruciatore, la temperatura media del GDC nelle condizioni di prova. Il Metodo 2 richiede ulteriori dati in ingresso nel caso in cui il GDC sia modulante o a condensazione: potenza minima al focolare, perdite al camino e potenza degli ausiliari elettrici alla potenza minima al focolare. In Tab. II si riporta l'elenco dei dati in ingresso necessari per l'applicazione del Metodo 2.

Tabella I - Dati in ingresso necessari per l'applicazione del Metodo 1.

METODO 1	
$\Phi_{gn,Pn}$ (kW)	Potenza termica utile nominale
$\eta_{gn,Pn}$ (%)	Rendimento a potenza nominale
$\theta_{gn,test,Pn}$ (°C)	Temperatura media del GDC in condizioni di prova a potenza nominale
Φ_{Pint} (kW)	Potenza termica utile a carico intermedio
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	Rendimento a potenza intermedia
$\theta_{gn,test,Pint}$ (°C)	Temperatura media del GDC in condizioni di prova a potenza intermedia
$\Phi_{gn,l,Po}$ (kW)	Potenza persa a carico nullo con una differenza tra la temperatura media del GDC e del locale di installazione in condizioni di riferimento
$\theta_{gn,test,Po}$ (°C)	Temperatura media del GDC in condizioni di prova a carico nullo
$\theta_{gn,a,test}$ (°C)	Temperatura dell'ambiente di installazione del GDC in condizioni di prova
$W_{gn,aux,Pn}$ (W)	Potenza assorbita dagli ausiliari a potenza nominale
$W_{gn,aux,Pint}$ (W)	Potenza assorbita dagli ausiliari a potenza intermedia
$W_{gn,aux,Po}$ (W)	Potenza assorbita dagli ausiliari a carico nullo

Tabella II - Dati in ingresso necessari per l'applicazione del Metodo 2.

METODO 2	
<i>GDC monostadio</i>	
Φ_{cn} (kW)	Potenza al focolare del GDC
$\theta_{gn,test,w}$ (°C)	Temperatura media del GDC in condizioni di prova, media della temperatura dell'acqua di mandata e ritorno

Segue...

Continua...

$\theta_{gn,a,test}$ (°C)	Temperatura dell'ambiente di installazione del GDC in condizioni di prova
$P_{ch,on,test}$ (%)	Perdite al camino a bruciatore acceso in percentuale rispetto alla potenza al focolare, in condizioni di prova
$P_{ch,off,test}$ (%)	Perdite al camino a bruciatore spento in percentuale rispetto a una potenza di riferimento in condizioni di prova
$P_{gn,env,test}$ (%)	Perdite al mantello in percentuale rispetto a una potenza di riferimento in condizioni di prova
$W_{aux,gn,i}$ (W)	Potenza degli ausiliari elettrici alla potenza nominale al focolare
<i>Dati aggiuntivi per GDC modulanti rispetto ai monostadio</i>	
$\Phi_{cn,min}$ (kW)	Potenza minima al focolare in funzionamento continuo a fiamma accesa
$P_{ch,on,min,test}$ (%)	Perdite al camino a bruciatore acceso alla potenza al focolare minima, in condizioni di prova
$W_{aux,gn,min}$ (W)	Potenza dei singoli ausiliari elettrici alla potenza al focolare minima
<i>Dati aggiuntivi per GDC modulanti a condensazione rispetto ai monostadio</i>	
$\Phi_{cn,min}$ (kW)	Potenza minima al focolare in funzionamento continuo a fiamma accesa
$P_{ch,on,min,test}$ (%)	Perdite al camino a bruciatore acceso alla potenza al focolare minima, in condizioni di prova
$W_{aux,gn,min}$ (W)	Potenza degli ausiliari elettrici alla potenza al focolare minima
$O_{2,fl,dry}$ (%)	Percentuale in volume di ossigeno nei fumi secchi alla potenza nominale
$O_{2,fl,dry,min}$ (%)	Percentuale in volume di ossigeno nei fumi secchi alla potenza minima
$\Delta\theta_{w,fl}$ (°C)	Differenza tra la temperatura dell'acqua di ritorno e la temperatura dei fumi alla potenza nominale al focolare
$\Delta\theta_{w,fl,min}$ (°C)	Differenza tra la temperatura dell'acqua di ritorno nel GDC e la temperatura dei fumi alla potenza minima al focolare

4.3. CASO DI STUDIO

I due metodi per la determinazione delle perdite di generazione, proposti dalla specifica tecnica UNI TS 11300-2 e descritti al Par. 4.2, sono stati

applicati a un caso di studio. Il confronto tra i risultati permette di apprezzare quantitativamente le differenze metodologiche descritte finora solo dal punto di vista teorico. Nei paragrafi seguenti vengono riportate le perdite di energia, l'energia ausiliaria, l'energia recuperabile e l'energia in ingresso ottenute applicando i due metodi al caso in esame. Per ampliare la casistica esaminata, i conteggi sono stati ripetuti, con entrambi i metodi, per diverse tipologie di GDC.

Come caso di studio è stato esaminato un appartamento di un condominio della fine degli anni sessanta, inserito in un lotto urbano, nella città di Ferrara. Il condominio si sviluppa su sei piani; al piano terra si trovano garage e cantine, mentre i restanti piani, di uguale planimetria, ospitano appartamenti per un totale di 15 unità abitative. L'edificio ha una struttura portante in c.c.a., con muri di tamponamento in muratura faccia vista. La copertura è costituita da un solaio piano.

Ogni appartamento è servito da un impianto di riscaldamento autonomo e le unità terminali sono tradizionali radiatori in ghisa a piastre.

L'appartamento in esame è collocato all'ultimo piano; ha una superficie netta calpestabile di 93.5 m²; è dotato di una caldaia murale, alimentata a gas, di piccola taglia. Per tale sistema edificio impianto è stato eseguito un confronto fra tre diverse tipologie: monostadio, modulante e a condensazione. Per ipotesi si considera che il GDC in esame non venga utilizzato per la produzione di acqua calda sanitaria ma solo per il riscaldamento degli ambienti.

Il fabbisogno annuo di energia termica per il riscaldamento dell'appartamento in esame, calcolato secondo le UNI TS 11300 a partire dal fabbisogno termico dell'edificio e a seguire attraverso i sottosistemi di emissione, regolazione e distribuzione, è di 31109 kWh/anno. Nei paragrafi seguenti si determina il fabbisogno di energia primaria in ingresso al sottosistema di generazione con i due diversi metodi di calcolo a partire dal fabbisogno di energia termica per il riscaldamento. I conteggi sono eseguiti su base mensile.

4.3.1 Dati in ingresso

I dati in ingresso richiesti dai due metodi sono riportati in Tab. III. Per sinteticità, i dati dei GDC modulante e a condensazione che risultano uguali a quelli del monostadio non sono stati ripetuti.

Il GDC utilizzato appartiene a una ditta di primaria importanza sul mercato europeo.

Per entrambi i metodi i dati necessari, quando disponibili, sono stati reperiti dalle schede tecniche fornite dal costruttore.

Tabella III - Dati in ingresso.

Dato in ingresso	Metodo 1	Provenienza	Metodo 2	Provenienza
<i>Condizioni di funzionamento</i>				
$\theta_{gn,a,avg}$ (°C)	20	Cond. reali	20	Cond. reali
$Q_{gn,out}$ (kWh/anno)	31109	Cond. reali	31109	Cond. reali
<i>GDC monostadio</i>				
Φ_{Pn} (kW)	24.0	Costruttore	-	-
Φ_{cn} (kW)	-	-	26.7	Costruttore
$\eta_{gn,Pn}$ (%)	92.6	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pn}$ (°C)	70	Costruttore	70	Costruttore
Φ_{Pint} (kW)	7.2	Costruttore	-	-
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	89.3	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pint}$ (°C)	50	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,a,test}$ (°C)	20	Prospetto	20	Prospetto
$\Phi_{gn,I,Po}$ (kW)	0.57	Eq. (9)	-	-
$P_{ch,on,test}$ (%)	-	-	7.5	Costruttore
$P_{ch,off,test}$ (%)	-	-	0.1	Costruttore
$P_{gn,env,test}$ (%)	-	-	2.0	Costruttore
$W_{gn,aux,Pn}$ (W)	43.6	Eq. (29)	-	-
$W_{gn,aux,Pint}$ (W)	43.6	Eq. (29)	-	-
$W_{gn,aux,Po}$ (W)	15.0	Eq. (29)	-	-
W_{br} (W)	-	-	44.0	Eq. (32)
W_{af} (W)	-	-	0.0	Cond. reali
$\theta_{gn,test}$ (°C)	70	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,w}$ (°C)	65	App. A	65	App. A
<i>GDC modulante</i>				
Φ_{Pn} (kW)	24.0	Costruttore	-	-
Φ_{cn} (kW)	-	-	26.7	Costruttore
$\eta_{gn,Pn}$ (%)	93.3	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pn}$ (°C)	70	Costruttore	70	Costruttore
Φ_{Pint} (kW)	7.2	Costruttore	-	-
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	90.4	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pint}$ (°C)	30	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,a,test}$ (°C)	20	Prospetto	20	Prospetto

Segue...

Continua...

$\Phi_{gn,l,Po}$ (kW)	0.57	Eq. (9)	-	-
$P_{ch,on,test}$ (%)	-	-	6.6	Costruttore
$P_{ch,off,test}$ (%)	-	-	0.1	Costruttore
$P_{gn,env,test}$ (%)	-	-	1.5	Costruttore
$W_{gn,aux,Pn}$ (W)	206.9	Eq. (29)	-	-
$W_{gn,aux,Pint}$ (W)	69.0	Eq. (29)	-	-
$W_{gn,aux,Po}$ (W)	15.0	Eq. (29)	-	-
W_{br} (W)	-	-	217.7	Eq. (32)
W_{af} (W)	-	-	0.0	Cond. reali
$\theta_{gn,test}$ (°C)	70	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,w}$ (°C)	65	App. A	65	App. A
$\Phi_{cn,min}$ (kW)	-	-	9.4	Costruttore
$P_{ch,on,min,test}$ (%)	-	-	11.8	Costruttore
$W_{br,min}$ (W)	-	-	18.8	Prospetto

GDC a condensazione

Φ_{Pn} (kW)	24.0	Costruttore	-	-
Φ_{cn} (kW)	-	-	24.5	Costruttore
$\eta_{gn,Pn}$ (-)	98.0	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pn}$ (°C)	70	Costruttore	70	Costruttore
Φ_{Pint} (kW)	7.2	Costruttore	-	-
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	108.0	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pint}$ (°C)	30	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,a,test}$ (°C)	20	Prospetto	20	Prospetto
$\Phi_{gn,l,Po}$ (%)	0.38	Eq. (9)	-	-
$P_{ch,on,test}$ (%)	-	-	1.5	Costruttore
$P_{ch,off,test}$ (%)	-	-	0.1	Costruttore
$P_{gn,env,test}$ (%)	-	-	0.4	Costruttore
$W_{gn,aux,Pn}$ (W)	206.9	Eq. (29)	-	-
$W_{gn,aux,Pint}$ (W)	69.0	Eq. (29)	-	-
$W_{gn,aux,Po}$ (W)	15.0	Eq. (29)	-	-
W_{br} (W)	-	-	208.9	Eq. (32)
W_{af} (W)	-	-	0.0	Cond. reali
$\theta_{gn,test,Po}$ (°C)	70	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,w}$ (°C)	50	App. A	50	App. A
$\Phi_{cn,min}$ (kW)	-	-	8.9	Costruttore
$P_{ch,on,min,test}$ (%)	-	-	5	Prospetto
$W_{br,min}$ (W)	-	-	17.8	Prospetto

La temperatura dell'acqua nel GDC in condizioni di prova a potenza intermedia, la temperatura del locale di installazione del GDC in condizioni di prova, le perdite di potenza a carico nullo e le potenze degli ausiliari in condizioni di funzionamento alla potenza nominale, intermedia e minima (per GDC modulante), essendo dati non forniti dal costruttore, sono stati determinati da prospetto o calcolati con espressioni fornite dalla Specifica Tecnica: ad esempio le potenze degli ausiliari sono state determinate con l'Eq. (29) per il Metodo 1, e con l'Eq. (32) per il Metodo 2. I risultati ottenuti risultano leggermente diversi perché le due formule, uguali nella forma e nei parametri utilizzati, sono una funzione della potenza nominale, l'altra della potenza al focolare. La potenza della pompa primaria di circolazione è stata conteggiata per entrambi i metodi nel sottosistema di distribuzione.

Entrambi i metodi suggeriscono di determinare il valore della temperatura dell'acqua del GDC in condizioni effettive di utilizzo, per i GDC monostadio e modulante come media dei valori di temperatura dell'acqua di mandata e di ritorno e, per i GDC a condensazione come il valore della temperatura di ritorno. Per i GDC monostadio e modulante la temperatura di mandata e ritorno è di 70°C e 60°C, mentre per il GDC a condensazione, considerata la presenza di valvole termostatiche su ogni radiatore, la temperatura di ritorno è di 50°C.

In Tab. IV è riportato un confronto tra i dati in ingresso forniti dal costruttore e quelli forniti di riferimento dalla UNI TS 11300-2. I dati forniti dalle specifiche tecniche sono più cautelativi di quelli forniti dalle schede tecniche. Nel dettaglio le differenze più rilevanti riguardano i valori dei rendimenti che per tutti i GDC risultano maggiori nei dati tecnici e i valori delle perdite al camino che risultano inferiori. Per il GDC modulante, sia la potenza minima al focolare sia le perdite al camino alla potenza minima sono invece sottostimate dalla Specifica Tecnica rispetto ai dati del costruttore.

4.3.2 Calcolo delle perdite

Metodo 1. Secondo il Metodo 1 le perdite vengono determinate in funzione dei rendimenti corretti per tenere conto delle effettive condizioni di utilizzo. Per le tre tipologie di GDC analizzate (monostadio, modulante e a condensazione) i rendimenti corretti, calcolati con le Eqq. (4) e (6), e le conseguenti perdite corrette, calcolate con le Eqq. (3), (5), (9), sono riportati in Tab. V. Per ogni mese della stagione di riscaldamento, calcolata la potenza al carico medio con l'Eq. (11), si procede col determinare le perdite in condizioni effettive per interpolazione lineare, Eqq. (12-13).

Infine si determinano le perdite mensili totali di energia con l'Eq. (14); gli andamenti per le tre tipologie di GDC sono graficati in Fig.1.

Tabella IV – Confronto dati in ingresso forniti dal costruttore o dai prospetti.

Dato in ingresso	Metodo 1		Metodo 2	
	Costruttore	Riferimento UNI TS	Costruttore	Riferimento UNI TS
<i>GDC monostadio</i>				
$\eta_{gn,Pn}$ (%)	92.6	86.8 Eq. (7)	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pn}$ (°C)	70	70	70	70
Φ_{int} (kW)	30%	30%	-	-
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	89.3	84.1 Eq. (8)	-	-
$P_{ch,on,test}$ (%)	-	-	7.5	12
$P_{ch,off,test}$ (%)	-	-	0.1	1.2-1.4
$P_{gn,env,test}$ (%)	-	-	2.0	1.1-2.2
<i>GDC modulante</i>				
$\eta_{gn,Pn}$ (%)	93.3	86.8 Eq. (7)	-	-
$\theta_{gn,w,test,Pn}$ (°C)	70	70	70	70
Φ_{Pint} (kW)	30%	30%	-	-
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	90.4	84.1 Eq. (8)	-	-
$P_{ch,on,test}$ (%)	-	-	6.6	10
$P_{ch,off,test}$ (%)	-	-	0.1	0.2
$P_{gn,env,test}$ (%)	-	-	1.5	1.1-2.2
$\Phi_{cn,min}$ (kW)	-	-	9.4	8.0
$P_{ch,on,min,test}$ (%)	-	-	11.8	8.0
<i>GDC a condensazione</i>				
$\eta_{gn,Pn}$ (-)	98.0	92.4 Eq. (7)	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pn}$ (°C)	70	70	70	70
Φ_{int} (kW)	30%	30%	-	-
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	108.0	98.4 Eq. (8)	-	-
$P_{ch,off,test}$ (%)	-	-	0.1	0.2
$P_{gn,env,test}$ (%)	-	-	0.4	1.1

Metodo 2. Il Metodo 2 prevede un calcolo differenziato per determinare le perdite percentuali al camino a bruciatore acceso, al camino a bruciatore spento, e al mantello. Tali perdite nelle condizioni di prova, fornite dai costruttori e riportate in Tab.III, vanno corrette per tenere conto delle effettive condizioni di funzionamento con le Eqq. (15-19). Infine si determinano le perdite mensili totali di energia con le Eqq. (20-23); gli andamenti per le tre tipologie di GDC sono graficati in Fig.1.

Confronto. Dai risultati ottenuti si può osservare che con entrambi i metodi, per le tipologie di GDC monostadio e modulante, si ha una proporzione tra le perdite e il fabbisogno di energia termica; nei mesi più freddi si hanno infatti le perdite maggiori.

Per il GDC monostadio lo scostamento dei risultati ottenuti coi due metodi è maggiore rispetto al modulante; in particolare il Metodo 1 sovrastima le perdite rispetto al Metodo 2.

Per il GDC modulante invece le perdite maggiori si hanno col Metodo 2 per i mesi più freddi (dicembre, gennaio, febbraio) e col Metodo 1 per quelli più caldi (aprile, ottobre); per i mesi intermedi (marzo, novembre) i valori trovati coi due metodi sono circa coincidenti.

Per il GDC a condensazione si trovano invece andamenti diversi, quasi speculari rispetto all'asse delle perdite nulle. Con entrambi i metodi si ritrova una certa proporzionalità tra perdite e fabbisogno termico, anche se col Metodo 1 si ottengono valori negativi delle perdite, mentre col Metodo 2 valori positivi. Col Metodo 1 le perdite calcolate per interpolazione lineare risultano negative in quanto i valori delle perdite a potenza nominale e intermedia (Eqq. (3) e (5)) risultano a loro volta negativi, essendo i rendimenti corretti superiori al 100%.

Occorre sottolineare che nel calcolo delle perdite secondo i due Metodi esiste una sostanziale differenza che riguarda le perdite al mantello. Infatti entrambi i metodi considerano una quota parte delle perdite al mantello recuperabile ma, mentre il Metodo 1 distingue nel bilancio del GDC due termini distinti, quello delle perdite complessive e quello delle perdite recuperate, il Metodo 2 considera la quantità recuperata di energia dispersa al mantello come una riduzione delle perdite attraverso il coefficiente di riduzione $k_{gn,env}$ (Vedi Par. 4.2.2). Di conseguenza per effettuare un confronto tra le perdite senza i recuperi ottenute coi due Metodi, occorre sommare alle perdite calcolate col Metodo 2 la quota recuperata di energia dispersa al mantello.

Tabella V – Metodo 1 - Perdite e rendimenti corretti.

	Monostadio	Modulante	Condensazione
$\eta_{gn,Pn,corr}$ (%)	92.8	93.5	102.0
$\eta_{gn,Pint,corr}$ (%)	88.5	89.6	104.0
$\Phi_{gn,I,Pn,corr}$ (kW)	1.86	1.67	-0.47
$\Phi_{gn,I,Pint,corr}$ (kW)	0.93	0.83	-0.28
$\Phi_{gn,I,Po,corr}$ (kW)	0.50	0.50	0.20

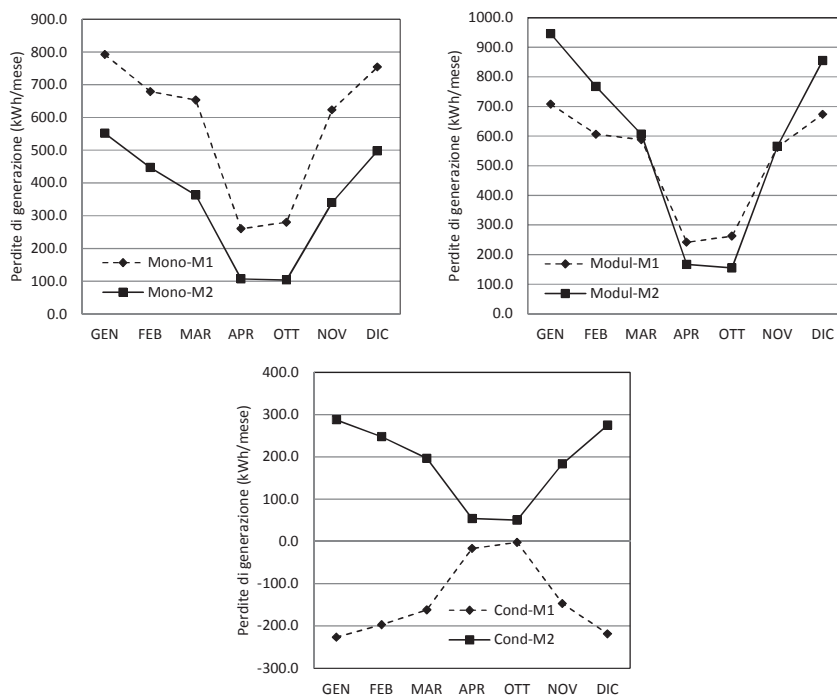


Fig. 1 – Confronto metodi – Perdite di energia.

Nel caso di GDC monostadio, le perdite senza i recuperi, si determinano calcolando le perdite al mantello con l'Eq. (23), in cui la potenza di riferimento è la potenza nominale al focolare e le perdite percentuali al mantello sono calcolate ponendo il coefficiente di riduzione, $k_{gn,env}$, pari a 1 (Eq.(19)). Le perdite al mantello così calcolate vanno poi sommate a quelle al camino.

Nel caso di GDC modulante, e a condensazione modulante, occorre distinguere quando il GDC funziona alla potenza minima in modalità monostadio oppure in modulazione tra la potenza minima e la massima. Se il GDC funziona alla potenza minima, le perdite senza i recuperi, sono determinate calcolando le perdite al mantello con l'Eq. (23), dove la potenza di riferimento è la potenza minima al focolare, e le perdite percentuali al mantello sono calcolate ponendo il coefficiente di riduzione, $k_{gn,env}$, pari a 1 (Eq.(19)). Le perdite al mantello così calcolate vanno poi sommate a quelle al camino alla potenza minima.

Se il GDC funziona in modulazione tra la potenza massima e la minima,

le perdite senza i recuperi, sono determinate calcolando le perdite al mantello con l'Eq. (23), dove la potenza di riferimento è la potenza media al focolare e le perdite percentuali al mantello sono calcolate ponendo il coefficiente di riduzione, $k_{gn,env}$, pari a 1 (Eq.(19)). Le perdite al mantello così calcolate vanno poi sommate a quelle al camino alla potenza media al focolare.

I risultati del calcolo delle perdite senza i recuperi, calcolate con il Metodo 2, sono riportati in Fig. 2.

In Fig 2 sono state confrontate le perdite calcolate col Metodo 1 e quelle calcolate col Metodo 2 senza considerare il recupero dell'energia dispersa al mantello.

Dai risultati si osserva che per il GDC monostadio le perdite calcolate coi due Metodi sono molto simili, con differenze massime di 52 kWh/mese. Di conseguenza le differenze che si erano ottenute in Fig.1 sono imputabili in buona parte al recupero di energia al mantello, che viene considerato in questa fase solo col Metodo 2.

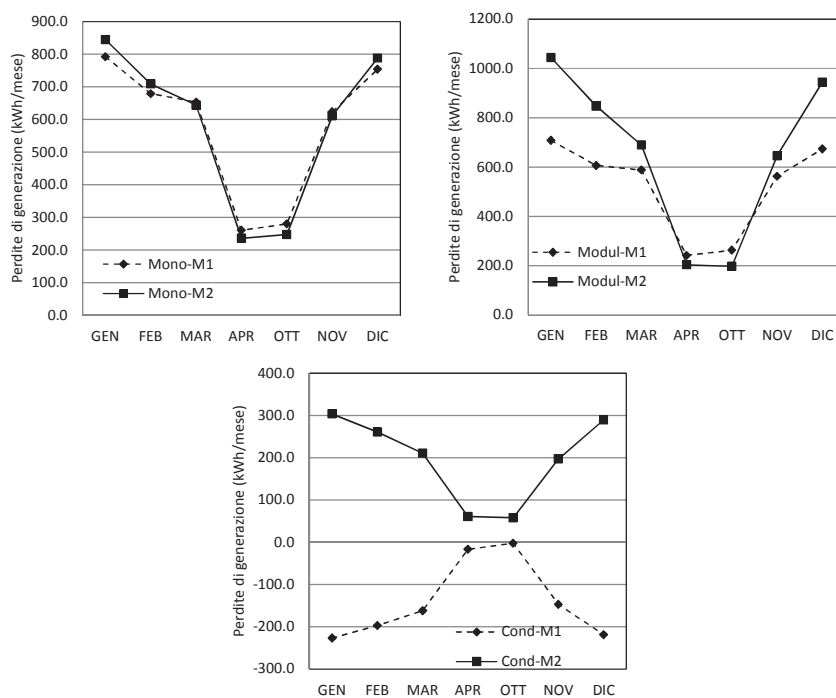


Fig. 2 – Confronto metodi – Perdite di energia senza i recuperi.

Per i GDC modulante e a condensazione la differenza tra le perdite ottenute coi due metodi aumenta ulteriormente nei mesi più freddi, considerando che anche col recupero le perdite calcolate col Metodo 2 risultano superiori a quelle calcolate col Metodo 1; per i mesi più caldi, in cui il GDC funziona come un monostadio alla potenza al focolare minima, la differenza invece si riduce.

Per il confronto sulle dispersioni di energia al mantello recuperate si rimanda al Par. 4.3.4

4.3.3 Energia ausiliaria

Metodo 1. Secondo il Metodo 1 la potenza degli ausiliari alla potenza effettiva, $W_{gn,aux,Px}$, si calcola mensilmente per interpolazione lineare (Eqq. (25-28)) tra i valori delle potenze degli ausiliari a pieno carico, $W_{gn,aux,Pn}$, a carico intermedio, $W_{gn,aux,Pint}$, e nullo, $W_{gn,aux,Po}$. Questi ultimi, non essendo forniti dal costruttore, sono ricavati con l'Eq. (29) e riportati in Tab.III. L'Eq. (29) permette di calcolare la potenza elettrica di tutti gli ausiliari montati a bordo del GDC, escludendo la pompa primaria di circolazione. L'energia ausiliaria totale è data dal prodotto della potenza degli ausiliari alle condizioni effettive di funzionamento per il tempo di attivazione del GDC (Eq. (24)); in Fig. 3 sono riportati gli andamenti per le tre tipologie di GDC.

Metodo 2. Secondo il Metodo 2, l'energia consumata dagli ausiliari è data dalla sommatoria del prodotto della potenza di ciascun ausiliario per il relativo tempo di accensione (Eq. 30). Le potenze degli ausiliari, non essendo fornite dal costruttore, sono determinate con l'Eq. (32) e riportate in Tab. III. L'Eq. (32) permette di calcolare la potenza elettrica di tutti gli ausiliari montati a monte, W_{af} , e a valle del bruciatore, W_{br} . Considerata la piccola taglia del GDC, il tempo di accensione di ciascun ausiliario si considera pari al tempo di accensione del bruciatore, t_{on} , ottenuto dal prodotto del fattore di carico, FC, e il tempo di attivazione, t_{gn} , Eq. (31). In Fig. 3 è riportata l'energia ausiliaria mensile consumata dai tre tipi di GDC.

Confronto. Dai risultati ottenuti si può osservare che l'andamento dell'energia consumata dagli ausiliari è simile per entrambi i metodi e per le tre tipologie di GDC. Per tutti e tre i casi, l'energia ausiliaria calcolata col Metodo 1 risulta nettamente superiore rispetto al Metodo 2. Anche se le differenze massime in termini assoluti sono dell'ordine dei 40-50 kWh/mese, dunque non molto rilevanti rispetto alla richiesta complessiva di energia primaria, in termini percentuali, le differenze dell'ordine del 70%-80% sono invece molto significative. Gli scostamenti minori si verificano per i mesi in cui il fabbisogno di energia per il riscaldamento è minore, ossia aprile e ottobre.

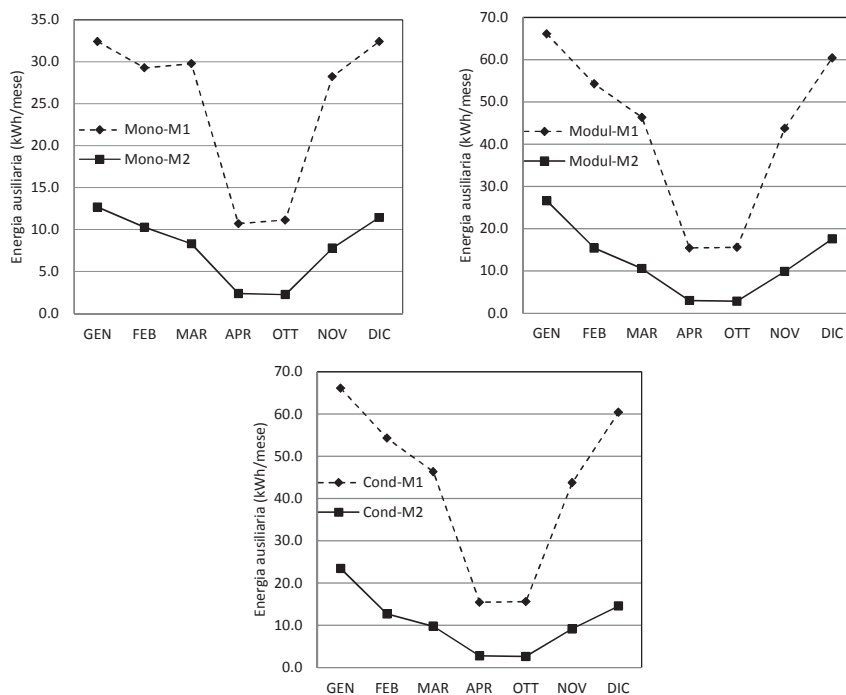


Fig. 3 – Confronto metodi – Energia ausiliaria.

4.3.4 Energia recuperabile

Metodo 1. Secondo il Metodo 1 l'energia termica recuperabile è data da una quota parte dall'energia degli ausiliari elettrici e da una quota delle perdite di energia termica dal mantello del GDC. I valori di rendimento dichiarati in base alla Direttiva 92/42/CEE tengono già conto del recupero di energia elettrica ceduta al fluido termovettore. La quota di energia termica ceduta in ambiente dagli ausiliari elettrici, calcolata con l'Eq. (34) è quindi pari a 25% del totale dei consumi elettrici degli ausiliari.

Le perdite recuperabili all'involucro del GDC, $Q_{gn,env,rl}$, vengono espresse come frazione delle perdite totali a carico nullo e sono calcolate con l'Eq. (35). I risultati ottenuti sono riportati in Fig.4.

Metodo 2. Per il Metodo 2 l'energia recuperabile è costituita da una quota parte, pari all'80%, dell'energia elettrica degli ausiliari a monte e a valle del focolare. I risultati ottenuti applicando le Eqq. (36, 37) sono riportati in Fig. 4.

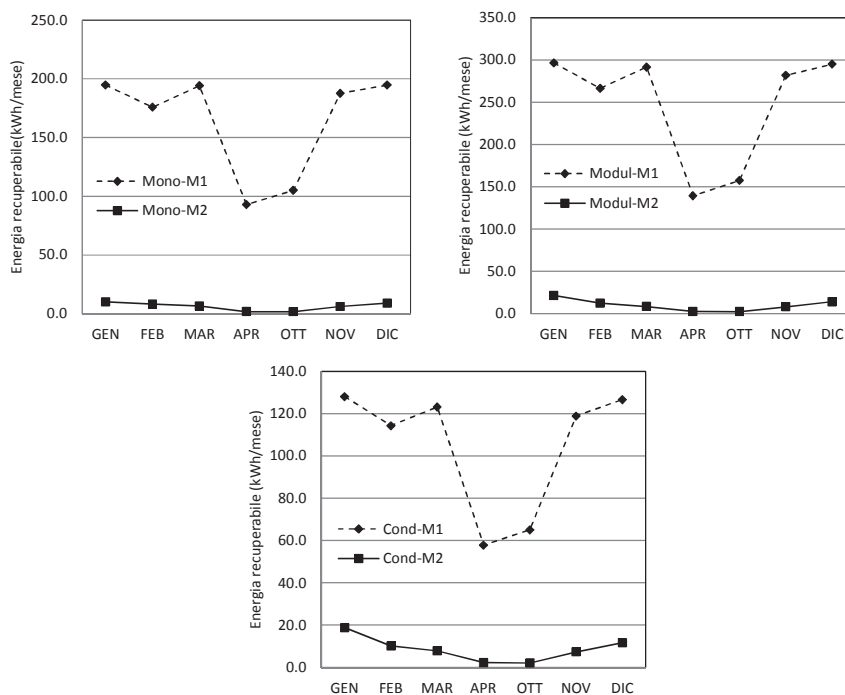


Fig. 4 – Confronto metodi – Energia recuperabile dagli ausiliari e dalle perdite al mantello per il Metodo 1, solo dagli ausiliari per il Metodo 2.

Confronto. Dalla Fig. 4 si può notare che l'energia recuperabile calcolata col Metodo 1 risulta essere notevolmente superiore a quella calcolata col Metodo 2. Tali differenze sono dovute al fatto che il Metodo 1 considera recuperabile sia una quota parte dell'energia degli ausiliari sia una quota parte delle perdite al mantello, mentre il Metodo 2 solo l'energia recuperabile dagli ausiliari.

Il Metodo 2 considera anche che venga recuperata parte dell'energia dispersa al mantello del GDC. Tale recupero di energia non viene però esplicitato nel bilancio del GDC, ma viene conteggiato come riduzione delle perdite al mantello attraverso il parametro $k_{gn,env}$ nell'Eq. (19). Di conseguenza per effettuare un corretto confronto tra l'energia recuperabile ottenuta coi due Metodi, occorre sommare all'energia recuperata dagli ausiliari, calcolata col Metodo 2, anche la quota recuperata di energia dispersa al mantello.

L'energia recuperata al mantello, è stata calcolata come:

$$Q_{gn,env,rl} = \frac{P_{gn,env,rl}}{100} \Phi_{ref} t_{gn} \tag{60}$$

dove $P_{gn,env,rl}$ è la quota percentuale di energia recuperata, in cui compare il complemento a 1 del fattore di riduzione delle perdite al mantello $k_{gn,env}$:

$$P_{gn,env,rl} = P_{gn,env,test} (1 - k_{gn,env}) \frac{\theta_{gn,w} - \theta_{gn,a,avg}}{\theta_{gn,w,test} - \theta_{gn,a,test}} FC^m \tag{61}$$

Per i GDC monostadio la potenza di riferimento è la potenza nominale al focolare. Per i GDC modulanti, e a condensazione modulanti, la potenza di riferimento può essere quella minima al focolare o quella media al focolare, a seconda che il GDC funzioni alla potenza minima in monostadio o in modulazione tra la potenza minima e la massima.

I risultati del calcolo dell'energia recuperata sia dagli ausiliari sia dal mantello per entrambi i Metodi sono riportati in Fig. 5.

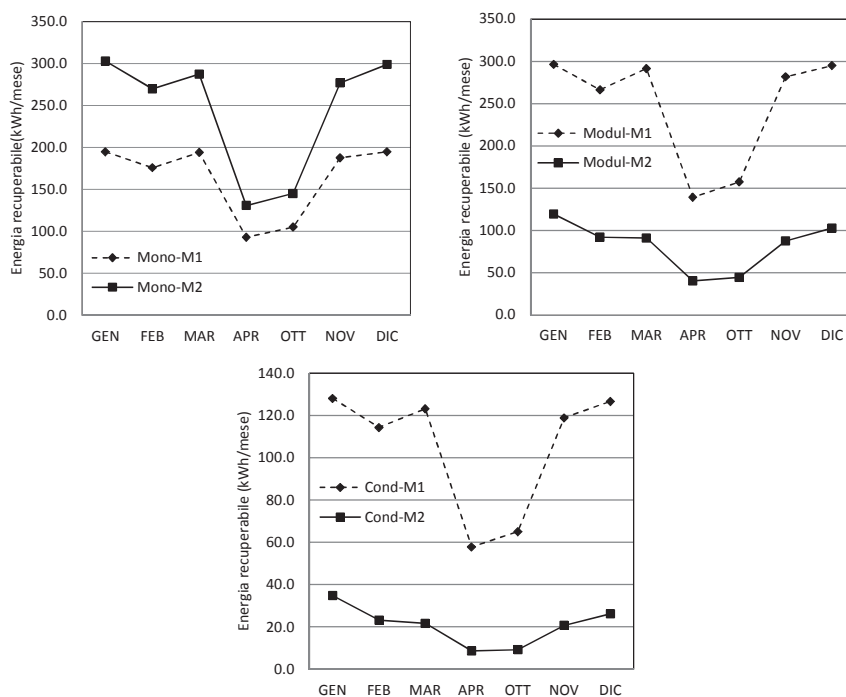


Fig. 5 – Confronto metodi – Energia recuperabile dagli ausiliari e dalle perdite al mantello sia per il Metodo 1 sia per il Metodo 2.

I risultati in Fig. 5 mostrano che il recupero di energia calcolato col Metodo 2, tenendo in considerazione anche le dispersioni attraverso il mantello, aumenta considerevolmente rispetto al recupero dei soli ausiliari elettrici (Fig.4).

Questo in particolare per il GDC monostadio, per il quale il recupero di energia calcolato con il Metodo 2 supera quello calcolato con il Metodo 1.

Per approfondire il confronto, nelle Fig. 6 e 7 si riportano, per entrambi i Metodi, l'energia recuperabile dalle dispersioni al mantello e l'energia recuperabile dai soli ausiliari elettrici. Innanzitutto risulta evidente come l'energia recuperabile dalle dispersioni al mantello sia molto più elevata (di un ordine di grandezza circa) rispetto a quella recuperata dagli ausiliari

Le quantità di energia recuperabili dal mantello calcolate coi due Metodi (Fig. 6) risultano notevolmente diverse tra loro sia in termini assoluti sia in termini percentuali.

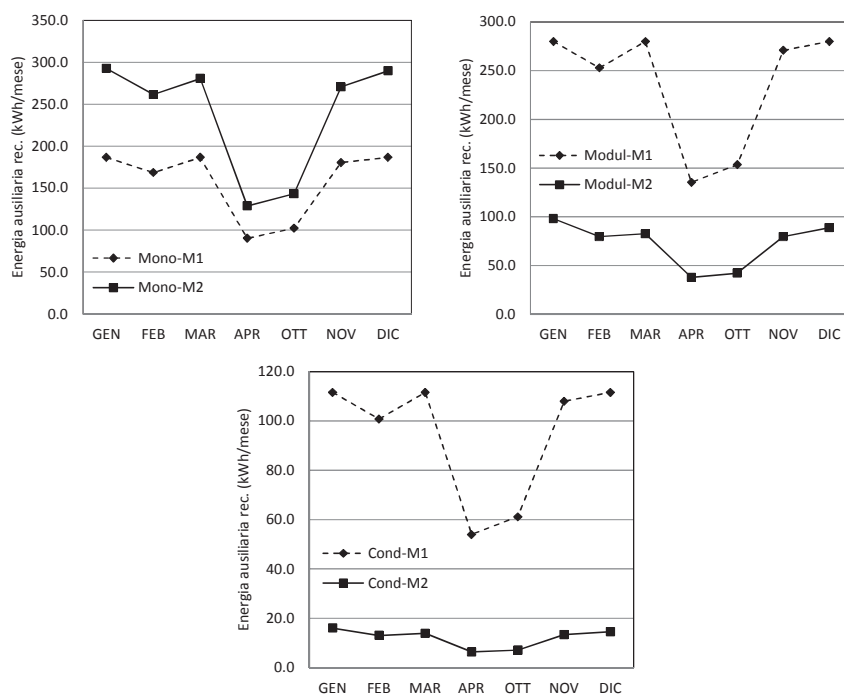


Fig. 6 – Confronto metodi – Energia recuperabile dalle solo dispersioni al mantello.

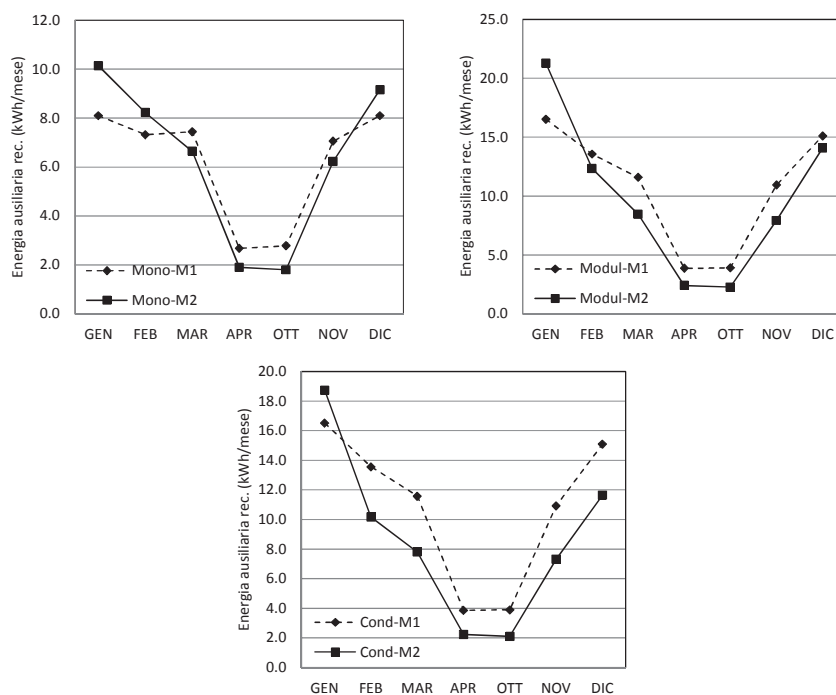


Fig. 7 – Confronto metodi – Energia recuperabile dai soli ausiliari elettrici.

Inoltre, mentre per il GDC monostadio si ottengono recuperi maggiori con il Metodo 2, per il GDC modulante e per quello a condensazione si ottengono recuperi maggiori con il Metodo 1. Queste differenze sono dovute principalmente al fatto che con il Metodo 2 l'energia recuperata dal mantello dipende dalla potenza al focolare. Conseguentemente per i GDC modulanti e a condensazione, in cui la potenza media al focolare è inferiore rispetto a quella nominale del GDC monostadio, l'energia recuperata al mantello è inferiore rispetto a quella recuperata dal GDC monostadio.

Per il Metodo 1 invece, le perdite di energia al mantello recuperate dipendono dalle perdite a carico nullo, che sono costanti e non dipendono dalla potenza effettiva del GDC. Sempre dai risultati ottenuti col Metodo 1 si può osservare che tra il GDC monostadio e quello modulante, a parità di perdite a carico nullo, si ottengono recuperi maggiori per il modulante, in quanto la Specifica Tecnica indica che per i GDC ad aria soffiata la frazione delle perdite a carico nullo attribuite alle perdite al mantello, $p_{gn,env}$, è maggiore. Tra il GDC modulante e quello a condensazione, a parità di

$p_{gn,env}$, si ottengono recuperi maggiori per il modulante, essendo questo caratterizzato da perdite a carico nullo maggiori.

Dal confronto tra l'energia recuperabile dagli ausiliari (Fig. 7) si può notare come, per le tre tipologie di GDC, con entrambi i metodi si ottengano risultati molto simili tra loro i termini assoluti (differenze dell'ordine di 2-3 kWh/mese) nonostante il Metodo 1 consideri recuperabile solo il 25% dell'energia totale consumata, mentre il Metodo 2, l'80%. Questo bilanciamento deriva dal fatto che i consumi elettrici calcolati col Metodo 1 risultano nettamente superiori rispetto a quelli calcolati con il Metodo 2 (per un approfondimento si veda il Par. 4.3.3 e la Fig. 3).

4.3.5 Energia in ingresso

Metodo 1. Secondo il Metodo 1, per tutte e tre le tipologie di GDC, il fabbisogno di energia per il sottosistema di generazione si calcola dal bilancio di energia (Eq. (38)) sottraendo l'energia recuperabile dalla somma dell'energia in uscita dal GDC e delle perdite al camino e al mantello. I risultati così ottenuti sono riportati in Fig. 8.

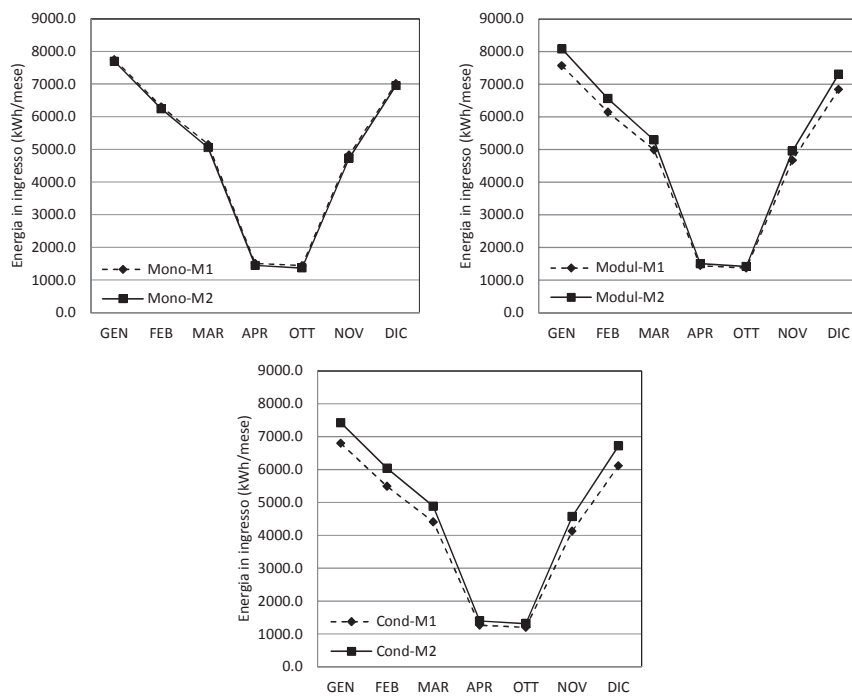


Fig. 8 – Confronto metodi – Energia in ingresso.

Metodo 2. Secondo il Metodo 2 il fabbisogno di energia per il sottosistema di generazione si calcola con procedure diverse, riportate al paragrafo 4.2.6, a seconda della tipologia di GDC. In Fig. 8 i risultati.

Confronto. Dalla Fig. 8 si può notare che lo scostamento tra l'energia in ingresso al GDC calcolata coi due metodi risulta limitato per tutte e tre i GDC. Per il GDC monostadio si ottengono le differenze minime, con un valore massimo per il mese di ottobre di 102 kWh/mese rispetto a una richiesta di 5152 kWh/mese (1.9%) per il Metodo 1 e di 5050 kWh/mese (2%) per il Metodo 2. Per i GDC modulanti e a condensazione si ottengono differenze maggiori, anche se non eccessivamente elevate.

Per il GDC modulante le differenze massime si ottengono per il mese di gennaio: 513 kWh/mese rispetto a una richiesta di 7566 kWh/mese (6.8%) per il Metodo 1 e di 8079 kWh/mese (6.3%) per il Metodo 2.

Per il GDC a condensazione le differenze massime si ottengono sempre per il mese di gennaio: 624 kWh/mese rispetto a una richiesta di 6800 kWh/mese (9.1%) per il Metodo 1 e di 7423 kWh/mese (8.4%) per il Metodo 2. I diversi valori di energia in ingresso ottenuti coi due metodi sono imputabili alle differenze che sussistono tra le perdite e l'energia recuperabile evidenziate nei paragrafi 4.3.2 e 4.3.4.

4.3.6 Rendimento del sottosistema di generazione e rendimento medio stagionale

Nota l'energia in ingresso e in uscita dal GDC e l'energia consumata dagli ausiliari, è possibile, per entrambi i metodi, calcolare il rendimento del sottosistema di generazione come:

$$\eta_{gn} = \frac{Q_{gn,out}}{Q_{gn,in} + f_{p,el} Q_{aux,gn}} \quad (62)$$

La Fig. 9, mette in evidenza una notevole differenza tra i risultati ottenuti. In particolare, col Metodo 2 il valore del rendimento si mantiene circa costante per tutti i mesi; al contrario i rendimenti ottenuti col Metodo 1 sono sensibilmente influenzati dalla variazione del fabbisogno di energia per il riscaldamento. Tali differenze sono dovute ai valori di energia in ingresso ottenuti coi due metodi; infatti differenze del 5-10%, meno significative per l'energia in ingresso, sono molto più rilevanti nei valori di rendimento.

In Fig. 10 sono riportati gli andamenti del rendimento medio stagionale, definito come il rapporto tra il fabbisogno di energia termica utile e il fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento:

$$\eta_{gn,H} = \frac{Q_H}{Q_{p,H}} \quad (63)$$

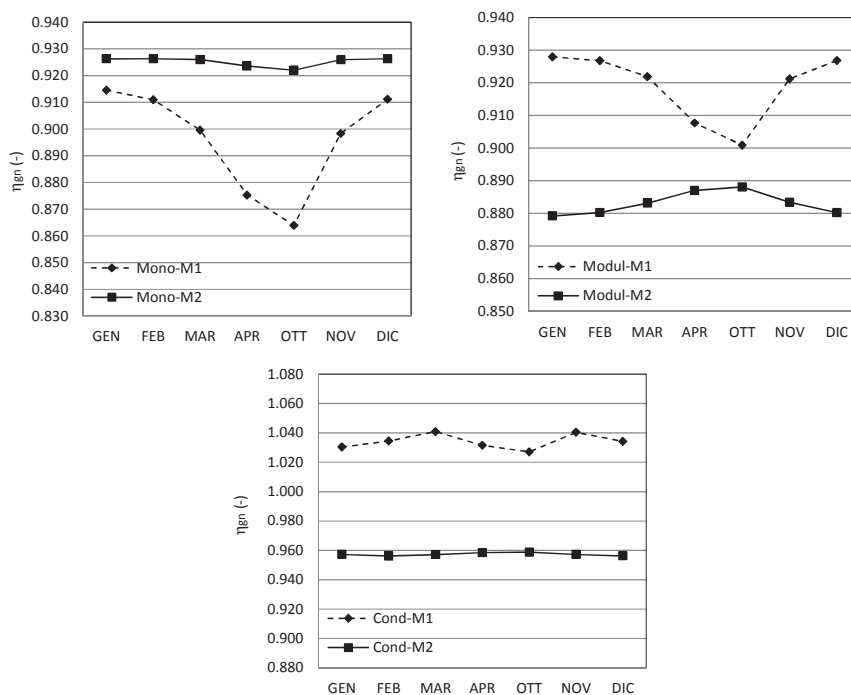


Fig. 9 – Confronto metodi – Rendimento del sottosistema di generazione.

Si può notare come i rendimenti ottenuti con entrambi i Metodi siano influenzati dalla variazione del fabbisogno di energia per il riscaldamento. Come per il rendimento del sottosistema di generazione, anche in questo caso, si verificano importanti scostamenti tra i valori ottenuti, riconducibili ai valori di energia in ingresso ottenuti coi due metodi; infatti differenze del 5-10%, poco significative per l'energia in ingresso, sono molto più rilevanti in termini di rendimento.

4.4 RIFLESSIONI CONCLUSIVE

Una delle normative di riferimento per la determinazione delle prestazioni energetiche del sottosistema di generazione, del fabbisogno di energia primaria degli edifici per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria e del rendimento medio stagionale, è la specifica tecnica UNI TS 11300-2.

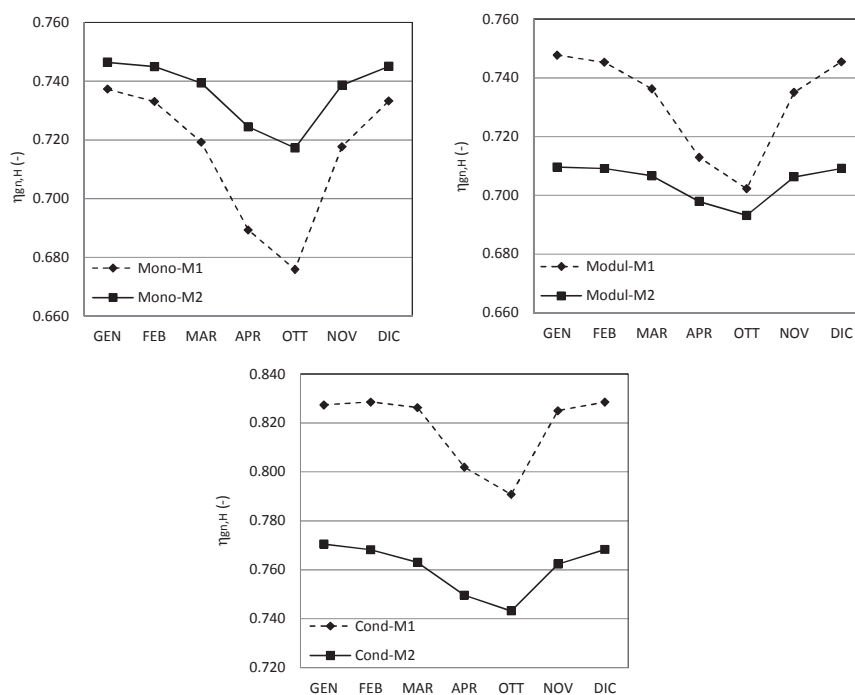


Fig. 10 – Confronto metodi – Rendimento medio stagionale.

Essa, nell'Appendice B, propone due metodi per il calcolo delle perdite e del rendimento di GDC con combustione a fiamma per combustibili liquidi e gassosi. I due metodi sono:

- Metodo 1: metodo di calcolo basato sui rendimenti dichiarati ai sensi della Direttiva 92/42/CEE, corrispondente al 2° metodo della UNI EN 15316-4-1 (Case specific boiler efficiency method);
- Metodo 2: metodo di calcolo analitico, corrispondente al 3° metodo della UNI EN 15316-4-1. (Boiler cycling method).

Il Metodo 1 può essere utilizzato solo nel caso di GDC per i quali i dati siano dichiarati dal fabbricante ai sensi della Direttiva 92/42/CEE. Il Metodo 2 può essere sempre utilizzato, in particolare per i GDC di costruzione precedente al recepimento della Direttiva 92/42/CEE per i quali non sono disponibili i dati richiesti dalla Direttiva o per determinare l'effetto delle condizioni di esercizio in GDC a condensazione.

In questo Capitolo si sono confrontati i due Metodi della UNI TS 11300-2, sia in modo teorico sia quantitativo, nell'applicazione a un caso di studio.

Nello specifico, il confronto ha riguardato le procedure per il calcolo delle perdite, dell'energia elettrica assorbita dagli ausiliari, dell'energia recuperabile e dell'energia in ingresso al GDC. Il confronto è stato effettuato per tre tipologie di GDC: monostadio, modulante e a condensazione.

Il confronto ha evidenziato significative differenze derivanti dall'utilizzo dei due Metodi per la determinazione delle perdite, dell'energia elettrica consumata dagli ausiliari e di quella recuperata. Queste differenze si riflettono, in modo ancor più rilevante, nei valori del rendimento del sottosistema di generazione e del rendimento medio stagionale per le tre tipologie di GDC.

Per quanto riguarda le perdite si può affermare che per tutte le tipologie di GDC, le differenze tra i risultati ottenuti coi due metodi, sia in termini assoluti sia percentuali, sono molto elevate. Tuttavia occorre sottolineare che nel calcolo delle perdite secondo i due Metodi esiste una sostanziale differenza che riguarda le perdite al mantello. Infatti entrambi i metodi considerano una quota parte delle perdite al mantello recuperabile ma, mentre il Metodo 1 distingue nel bilancio del GDC due termini distinti, quello delle perdite complessive e quello delle perdite recuperate, il Metodo 2 considera la quantità recuperata di energia dispersa al mantello come una riduzione delle perdite al mantello. Di conseguenza è stato effettuato anche un confronto tra le perdite senza i recuperi ottenute coi due Metodi. Dal confronto è emerso che mentre per il GDC monostadio le perdite senza i recuperi sono risultate confrontabili, per i GDC modulanti e a condensazione le differenze si sono ulteriormente accentuate.

Per lo stesso motivo, se si confrontano i valori di energia recuperabile complessiva, così come esplicitata dai due Metodi, si considerano sia una parte dell'energia degli ausiliari sia una parte delle perdite al mantello per il Metodo 1, e solo l'energia recuperabile dagli ausiliari per il Metodo 2. Di conseguenza per effettuare un corretto confronto tra l'energia recuperabile ottenuta coi due Metodi, si sono confrontate: l'energia recuperata dai soli ausiliari, quella dal solo mantello e quella complessiva.

Le quantità di energia recuperabili dal mantello calcolate coi due Metodi risultano notevolmente diverse tra loro sia in termini assoluti sia in termini percentuali. Queste differenze sono dovute principalmente al fatto che con il Metodo 2 l'energia recuperata dal mantello dipende dalla potenza al focolare effettiva. Per il Metodo 1 invece, le perdite di energia al mantello recuperate dipendono dalle perdite a carico nullo, che sono costanti e non dipendono dalla potenza effettiva del GDC.

Per quanto riguarda gli ausiliari, per tutte e tre le tipologie di GDC, l'energia elettrica richiesta calcolata con il metodo 1, risulta nettamente superiore a quella ottenuta col Metodo 2. Tuttavia anche se il Metodo 1

sovrastima i consumi di energia elettrica richiesta dagli ausiliari per cui in termini percentuali le differenze tra i due metodi sono molto significative, in termini assoluti le differenze non incidono in modo rilevante sulla richiesta complessiva di energia primaria.

Se il Metodo 1 sovrastima i consumi di energia elettrica dovuti agli ausiliari, ne sottostima però il recupero. La quota recuperata secondo il Metodo 1 è infatti del 25% contro l'80% del Metodo 2. Conseguentemente i valori di l'energia recuperata dagli ausiliari ottenuti coi due metodi risultano simili.

Per quanto riguarda l'energia in ingresso, dal confronto dei risultati ottenuti coi due metodi emerge che le differenze risultano limitate per tutte e tre i GDC, in particolare per quello monostadio. I diversi valori di energia in ingresso ottenuti coi due metodi sono imputabili alle differenze ottenute per le perdite e l'energia recuperabile.

Differenze molto rilevanti si sono riscontrate invece nella determinazione del rendimento del sottosistema di generazione e nel rendimento medio stagionale. Tali differenze sono dovute ai valori diversi di energia in ingresso ottenuti coi due metodi; infatti differenze del 5-10%, meno significative per l'energia in ingresso, sono molto più rilevanti nei valori di rendimento.

4.5 NOMENCLATURA

Simbolo

b	Fattore di riduzione della temperatura in base all'ubicazione del GDC(-)
c ₄	Coefficiente funzione del tipo di GDC per il calcolo della potenza degli ausiliari (-)
c ₅	Coefficiente funzione del tipo di GDC per il calcolo della potenza degli ausiliari (-)
E	Parametro in funzione della tipologia di GDC da prospetto (-)
f	Fattore di correzione (-)
F	Parametro in funzione della tipologia di GDC da prospetto (-)
FC	Fattore di carico (-)
G	Parametro in funzione della tipologia di GDC (-)
H	Parametro in funzione della tipologia di GDC (-)
n	Coefficiente funzione della massa specifica del GDC per la correzione delle perdite (-)
m	Coefficiente funzione del rapporto tra la massa del GDC e la potenza nominale al focolare per la correzione delle perdite (-)
N	Numero moduli attivi

p	Coefficiente funzione del rapporto tra la massa del GDC e la potenza nominale al focolare per la correzione delle perdite(-)
P	Perdite in percentuale (%)
Q	Energia (kWh)
R	Fattore di recupero di condensazione (%)
t	Tempo (h)
W	Potenze (W)
<i>Simboli greci</i>	
Φ	Potenza (kW)
η	Rendimento (-)
θ	Temperatura
<i>Pedici</i>	
a	Ambiente in cui è collocato il GDC
af	Ausiliari a valle del focolare
aux	Ausiliari
avg	Condizioni medie effettive
br	Ausiliari posti a monte del focolare
ch	Camino
cn	Potenza al focolare del GDC
cor	Corretta
el	Energia elettrica
env	Mantello
fl	Fumi
gn	Generatore di calore
H	Riscaldamento
in	Ingresso
l	Perdite
max	Massimo
min	Minimo
on	Acceso
off	Spento
out	In uscita
p	Energia primaria
P _{int}	Potenza termica utile intermedia
P _n	Potenza termica utile nominale
P _o	Potenza termica utile a carico nullo
P _x	Potenza termica utile a carico effettivo
ref	Riferimento
rl	Recuperabili
t	Totale
test	Condizioni di prova del GDC

u Utile
w Acqua

Apici

n Coefficiente funzione del tipo di GDC per il calcolo della potenza degli ausiliari (-)

CAPITOLO 5

Rendimento del sottosistema di generazione e fabbisogno energetico dell'edificio

	Indice
5.1 Introduzione	163
5.2 Relazione analitica tra rendimento del sottosistema di generazione e fabbisogno energetico dell'edificio	164
5.2.1 Metodo 1 della UNI TS 11300-2.....	165
5.2.2 Metodo 2 della UNI TS 11300-2.....	171
5.3 Casi di studio	174
5.3.1 Dati in ingresso relativi ai GDC.....	175
5.4 Analisi dei risultati	180
5.4.1 Analisi dei risultati relativi all'appartamento.....	180
5.4.2 Analisi dei risultati relativi al condominio.....	181
5.5 Considerazioni conclusive	187
5.6 Nomenclatura	189

5.1 INTRODUZIONE

In questo Capitolo si analizza il rapporto tra il rendimento del sottosistema di generazione e il fabbisogno di energia in uscita dal GDC ossia l'energia fornita al sottosistema di distribuzione. A tal fine si elabora una relazione che correla il rendimento del sottosistema di generazione, così come definito dalla UNI TS 11300-2, e la variazione del fabbisogno di energia in uscita dal GDC per il riscaldamento dell'edificio. Tale relazione è ricavata per entrambi i modelli di calcolo proposti dalla UNI TS 11300-2. Infatti dal confronto tra i due Metodi di calcolo, effettuato al Capitolo 4, sono emerse notevoli differenze tra i valori di rendimento ottenuti, sia in termini assoluti a parità di mese considerato, sia in termini relativi al variare del fabbisogno di energia del mese considerato.

La correlazione tra il rendimento del sottosistema di generazione e la variazione del fabbisogno di energia è stata ricavata per tre tipologie di GDC: monostadio, modulante e a condensazione.

L'analisi del rapporto tra il rendimento del sottosistema di generazione e il fabbisogno di energia in uscita dal GDC viene applicata a due casi di

studio:

- un appartamento in condominio con riscaldamento autonomo;
- un condominio con riscaldamento centralizzato;

così da valutare anche l'influenza della taglia del GDC.

Per ognuno dei suddetti sistemi edificio-impianto si confrontano i tre diversi tipi di GDC: monostadio, modulante e a condensazione.

L'interesse per l'analisi del rapporto che lega il rendimento del sottosistema di generazione al fabbisogno di energia in uscita al GDC, è motivato anche da aspetti pratici legati a questo tema. Ad esempio variazioni di energia richiesta al sottosistema di generazione possono verificarsi qualora si eseguano degli interventi di riqualificazione energetica per ridurre il fabbisogno termico dell'edificio. Conoscere quale sia la variazione del rendimento del sottosistema di generazione al diminuire del carico termico, consente di effettuare valutazioni sull'efficacia degli interventi di retrofit che potrebbero risultare compromessi.

5.2 RELAZIONE ANALITICA TRA RENDIMENTO DEL SOTTOSISTEMA DI GENERAZIONE E FABBISOGNO ENERGETICO DELL'EDIFICIO

Con i Metodi proposti dalla UNI TS 11300-2 per i diversi tipi di GDC (monostadio, modulante e a condensazione) si vuole determinare una relazione che correla il rendimento del sottosistema di generazione alla variazione del fabbisogno di energia per il riscaldamento dell'edificio.

Fissata l'energia in uscita dal GDC di riferimento, $Q_{gn,out}$, e indicata con “*” una sua variazione, la variazione relativa di energia in uscita dal GDC, Δ , risulta essere definita come:

$$\Delta = \frac{Q_{gn,out}^* - Q_{gn,out}}{Q_{gn,out}} \quad (1)$$

Secondo la UNI TS 11300-2 il rendimento del sottosistema di generazione di calore è dato da:

$$\eta_{gn} = \left(\frac{Q_{gn,out}}{Q_{gn,in} + f_{p,el} Q_{aux,gn}} \right) \quad (2)$$

e con riferimento a $Q_{gn,out}^*$:

$$\eta_{gn}^* = \left(\frac{Q_{gn,out}^*}{Q_{gn,in}^* + f_{p,el} Q_{aux,gn}^*} \right) \quad (3)$$

La variazione relativa del rendimento del sottosistema di generazione, x , conseguente alla variazione relativa di energia in uscita all'impianto di riscaldamento, Δ , risulta essere:

$$x = \frac{\Delta \eta_{gn}}{\eta_{gn}} = \left[\frac{\left(\frac{Q_{gn,out}^*}{Q_{gn,in}^* + f_{p,el} Q_{aux,gn}^*} \right) - \left(\frac{Q_{gn,out}}{Q_{gn,in} + f_{p,el} Q_{aux,gn}} \right)}{\left(\frac{Q_{gn,out}}{Q_{gn,in} + f_{p,el} Q_{aux,gn}} \right)} \right] \quad (4)$$

$$x = \left[\frac{\left(\frac{Q_{gn,out}^*}{Q_{gn,in}^* + f_{p,el} Q_{aux,gn}^*} \right)}{\left(\frac{Q_{gn,out}}{Q_{gn,in} + f_{p,el} Q_{aux,gn}} \right)} - 1 \right] \quad (5)$$

$$x = \left[\left(\frac{Q_{gn,out}^*}{Q_{gn,in}^* + f_{p,el} Q_{aux,gn}^*} \right) \left(\frac{Q_{gn,in} + f_{p,el} Q_{aux,gn}}{Q_{gn,out}} \right) - 1 \right] \quad (6)$$

$$x = \left[(1 + \Delta) \frac{(Q_{gn,in} + f_{p,el} Q_{aux,gn})}{Q_{gn,in}^* + f_{p,el} Q_{aux,gn}^*} - 1 \right] \quad (7)$$

In funzione del Metodo di calcolo utilizzato e del tipo di GDC, l'Eq. (7) si esplicita in espressioni diverse. Seguono, ai Par. 5.2.1 e 5.2.2, le relazioni calcolate utilizzando rispettivamente il Metodo 1 e il Metodo 2 della UNI TS 11300-2.

5.2.1 Metodo 1 della UNI TS 11300-2

Il Metodo 1 proposto dalla UNI TS 11300-2 non si differenzia con la tipologia di GDC, di conseguenza la relazione tra la variazione relativa del rendimento del sottosistema di generazione, x , e la variazione relativa di energia in uscita all'impianto di riscaldamento, Δ , calcolata di seguito, risulta valida per i GDC monostadio, modulanti e a condensazione. Per un'analisi approfondita dei singoli termini del bilancio del GDC che compaiono nella trattazione che segue, si rimanda al Par 4.1 del Capitolo 4.

Partendo dalla definizione di energia in ingresso:

$$Q_{gn,in} = Q_{gn,out} + Q_{gn,l,t} - Q_{gn,l,rl} \quad (8)$$

si esplicita l'Eq. (7) che diventa:

$$x = (1 + \Delta) \frac{(Q_{gn,out} + Q_{gn,l,t} - Q_{gn,l,rl} + f_{p,el} Q_{aux,gn})}{Q_{gn,out}^* + Q_{gn,l,t}^* - Q_{gn,l,rl}^* + f_{p,el} Q_{aux,gn}^*} - 1 \quad (9)$$

Nell'Eq.(9) le perdite totali di energia nell'intervallo di attivazione del GDC, $Q_{gn,l,t}$, sono date da:

$$Q_{gn,l,t} = \Phi_{gn,l,Px} t_{gn} \quad (10)$$

Nell'ipotesi che la potenza al carico medio, definita come:

$$\Phi_{Px} = \frac{Q_{gn,out}}{t_{gn}} \quad (11)$$

sia minore o uguale alla potenza intermedia, le perdite del GDC si determinano con la seguente interpolazione lineare:

$$\begin{aligned} \Phi_{gn,l,Px} &= \frac{\Phi_{Px}}{\Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pint,cor} - \Phi_{gn,l,Po,cor}) + \Phi_{gn,l,Po,cor} = \\ &= \frac{Q_{gn,out}}{t_{gn}} \frac{1}{\Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pint,cor} - \Phi_{gn,l,Po,cor}) + \Phi_{gn,l,Po,cor} \end{aligned} \quad (12)$$

Se invece la potenza al carico medio è compresa tra la potenza intermedia e quella nominale, le perdite del GDC si determinano con la seguente interpolazione lineare:

$$\begin{aligned} \Phi_{gn,l,Px} &= \frac{\Phi_{Px} - \Phi_{Pint}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + \Phi_{gn,l,Pint,cor} = \\ &= \frac{\frac{Q_{gn,out}}{t_{gn}} - \Phi_{Pint}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + \Phi_{gn,l,Pint,cor} \end{aligned} \quad (13)$$

L'energia termica recuperabile, $Q_{gn,l,rl}$, è data da una quota parte dall'energia degli ausiliari elettrici e da una quota delle perdite di energia termica dal mantello del GDC:

$$Q_{gn,l,rl} = Q_{gn,aux,rl} + Q_{gn,env,rl} \quad (14)$$

L'energia ausiliaria recuperata, $Q_{gn,aux,rl}$, è data da:

$$Q_{gn,aux,rl} = 0.25 Q_{gn,aux} (1 - b_{gn}) \quad (15)$$

Le perdite recuperabili all'involucro del GDC, $Q_{gn,env,rl}$, vengono espresse come frazione delle perdite totali a carico nullo e si calcolano come:

$$Q_{gn,env,rl} = \Phi_{gn,l,Po,corr} (1 - b_{gn}) p_{gn,env} t_{gn} \quad (16)$$

Per cui l'Eq. (14) diventa:

$$Q_{gn,l,rl} = 0.25 Q_{gn,aux} (1 - b_{gn}) + \Phi_{gn,l,Po,corr} (1 - b_{gn}) p_{gn,env} t_{gn} \quad (17)$$

L'energia ausiliaria totale, $Q_{gn,aux}$, è data dal prodotto della potenza degli ausiliari alle condizioni effettive di funzionamento per il tempo di attivazione del GDC:

$$Q_{gn,aux} = W_{gn,aux,Px} t_{gn} \quad (18)$$

La potenza degli ausiliari, $W_{gn,aux,Px}$, si calcola per interpolazione lineare tra i valori delle potenze degli ausiliari a pieno carico, $W_{gn,aux,Pn}$, a carico intermedio, $W_{gn,aux,Pint}$, e nullo, $W_{gn,aux,Po}$.

Nell'ipotesi che la potenza al carico medio (Eq. (11)) sia minore o uguale alla potenza intermedia, la potenza degli ausiliari, $W_{gn,aux,Px}$, calcolata per interpolazione lineare, risulta essere:

$$\begin{aligned} W_{gn,aux,Px} &= W_{gn,aux,Po} + \frac{\Phi_{Px}}{\Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pint} - W_{gn,aux,Po}) = \\ &= W_{gn,aux,Po} + \frac{Q_{gn,out}}{t_{gn}} \frac{1}{\Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pint} - W_{gn,aux,Po}) \end{aligned} \quad (19)$$

Se invece la potenza al carico medio è compresa tra la potenza intermedia e quella nominale la potenza degli ausiliari si calcola come:

$$\begin{aligned} W_{gn,aux,Px} &= W_{gn,aux,Pint} + \frac{\Phi_{Px} - \Phi_{Pint}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint}) = \\ &= W_{gn,aux,Pint} + \frac{\frac{Q_{gn,out}}{t_{gn}} - \Phi_{Pint}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint}) \end{aligned} \quad (20)$$

Nell'ipotesi che la potenza al carico medio sia minore o uguale alla potenza intermedia, si ha che:

$$\begin{aligned} Q_{gn,out} + Q_{gn,l,t} - Q_{gn,l,rl} + f_{p,el} Q_{aux,gn} &= \\ = Q_{gn,out} + \Phi_{gn,l,Px} t_{gn} - 0.25 Q_{gn,aux} (1 - b_{gn}) + \\ - \Phi_{gn,l,Po,corr} (1 - b_{gn}) p_{gn,env} t_{gn} + f_{p,el} Q_{gn,aux} &= \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= Q_{gn,out} + \left[\frac{Q_{gn,out}}{t_{gn}} \frac{1}{\Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,I,Pint,corr} - \Phi_{gn,I,Po,corr}) + \Phi_{gn,I,Po,corr} \right] t_{gn} + \\
&+ \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] \left(\frac{Q_{gn,out}}{t_{gn}} \frac{1}{\Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pint} - W_{gn,aux,Po}) + W_{gn,aux,Po} \right) t_{gn} + \\
&- \Phi_{gn,I,Po,corr} (1 - b_{gn}) p_{gn,env} t_{gn} = \\
&= Q_{gn,out} + Q_{gn,out} \frac{1}{\Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,I,Pint,corr} - \Phi_{gn,I,Po,corr}) + \Phi_{gn,I,Po,corr} t_{gn} + \\
&+ \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] \left(Q_{gn,out} \frac{1}{\Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pint} - W_{gn,aux,Po}) + W_{gn,aux,Po} t_{gn} \right) + \\
&- \Phi_{gn,I,Po,corr} (1 - b_{gn}) p_{gn,env} t_{gn} = \\
&= Q_{gn,out} + Q_{gn,out} \frac{1}{\Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,I,Pint,corr} - \Phi_{gn,I,Po,corr}) + \\
&+ \left[\left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] Q_{gn,out} \frac{1}{\Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pint} - W_{gn,aux,Po}) \right] + \\
&+ \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] W_{gn,aux,Po} t_{gn} + \Phi_{gn,I,Po,corr} t_{gn} + \\
&- \Phi_{gn,I,Po,corr} (1 - b_{gn}) p_{gn,env} t_{gn} = \\
&= Q_{gn,out} \left[1 + \frac{1}{\Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,I,Pint,corr} - \Phi_{gn,I,Po,corr}) + \right. \\
&\left. \left[\left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] \frac{1}{\Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pint} - W_{gn,aux,Po}) \right] \right] + \quad (21) \\
&+ \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] W_{gn,aux,Po} t_{gn} + (1 - (1 - b_{gn}) p_{gn,env}) \Phi_{gn,I,Po,corr} t_{gn}
\end{aligned}$$

Se si definiscono le seguenti costanti indipendenti da $Q_{gn,out}$:

$$\begin{aligned}
A &= 1 + \frac{1}{\Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,I,Pint,corr} - \Phi_{gn,I,Po,corr}) + \\
&+ \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] \frac{1}{\Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pint} - W_{gn,aux,Po}) \quad (22)
\end{aligned}$$

$$B = \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] W_{gn,aux,Po} t_{gn} + (1 - (1 - b_{gn}) p_{gn,env}) \Phi_{gn,I,Po,corr} t_{gn} \quad (23)$$

l'Eq. (21) si può scrivere come:

$$Q_{gn,out} + Q_{gn,t} - Q_{gn,rl} + f_{p,el} Q_{aux,gn} = A Q_{gn,out} + B \quad (24)$$

Nell'ipotesi che la potenza al carico medio sia compresa tra la potenza intermedia e quella nominale si ha che:

$$\begin{aligned} & Q_{gn,out} + Q_{gn,t} - Q_{gn,rl} + f_{p,el} Q_{aux,gn} = \\ & = Q_{gn,out} + \Phi_{gn,l,Px} t_{gn} - 0.25 Q_{gn,aux} (1 - b_{gn}) - \Phi_{gn,l,Po,corr} (1 - b_{gn}) \rho_{gn,env} t_{gn} + \\ & + f_{p,el} Q_{gn,aux} = \\ & = Q_{gn,out} + \left[\frac{Q_{gn,out} - \Phi_{Pint}}{t_{gn}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + \Phi_{gn,l,Pint,cor} \right] t_{gn} + \\ & - \Phi_{gn,l,Po,corr} (1 - b_{gn}) \rho_{gn,env} t_{gn} + [f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn})] \\ & \left(\frac{Q_{gn,out} - \Phi_{Pint}}{t_{gn}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint}) + W_{gn,aux,Pint} \right) t_{gn} = \\ & = Q_{gn,out} + Q_{gn,out} \frac{1}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + \\ & - \frac{\Phi_{Pint} t_{gn}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + \Phi_{gn,l,Pint,cor} t_{gn} + \\ & - \Phi_{gn,l,Po,corr} (1 - b_{gn}) \rho_{gn,env} t_{gn} + [f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn})] \\ & \left(Q_{gn,out} \frac{1}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint}) + \right. \\ & \left. - \frac{\Phi_{Pint} t_{gn}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint}) + W_{gn,aux,Pint} t_{gn} \right) = \\ & = Q_{gn,out} \left[1 + \frac{1}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + \right. \\ & \left. + [f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn})] \frac{1}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint}) \right] + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] \left(-\frac{\Phi_{Pint} t_{gn}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint}) + W_{gn,aux,Pint} t_{gn} \right) + \\
 & + \Phi_{gn,l,Pint,cor} t_{gn} - \frac{\Phi_{Pint} t_{gn}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + \\
 & - \Phi_{gn,l,Po,corr} (1 - b_{gn}) \rho_{gn,env} t_{gn}
 \end{aligned}$$

Se si definiscono le seguenti costanti, indipendenti da $Q_{gn,out}$:

$$\begin{aligned}
 C = 1 + \frac{1}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + \\
 + \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] \frac{1}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint})
 \end{aligned} \tag{25}$$

$$\begin{aligned}
 D = \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] \\
 \left(-\frac{\Phi_{Pint} t_{gn}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint}) + W_{gn,aux,Pint} t_{gn} \right) + \\
 + \Phi_{gn,l,Pint,cor} t_{gn} - \frac{\Phi_{Pint} t_{gn}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + \\
 - \Phi_{gn,l,Po,corr} (1 - b_{gn}) \rho_{gn,env} t_{gn}
 \end{aligned} \tag{26}$$

l'Eq. (21) si può scrivere come:

$$Q_{gn,out} + Q_{gn,l,t} - Q_{gn,l,r} + f_{p,el} Q_{aux,gn} = C Q_{gn,out} + D \tag{27}$$

La variazione relativa del rendimento del sottosistema di generazione dell'impianto, x , conseguente alla variazione relativa di energia in uscita all'impianto di riscaldamento, Δ , è definita dal seguente sistema:

$$\begin{cases} Q_{gn,out}^* = (1 + \Delta) Q_{gn,out} \\ x = \frac{\Delta \epsilon}{\epsilon} = \left[(1 + \Delta) \frac{a Q_{gn,out} + b}{a^* Q_{gn,out}^* + b^*} - 1 \right] \end{cases} \tag{28}$$

$$\left. \begin{array}{l}
 a, a^* = \begin{cases}
 = 1 + \frac{1}{\Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pint,cor} - \Phi_{gn,l,Po,cor}) + & \text{se } \Phi_{Px} < \Phi_{Pint} \\
 + \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] \frac{1}{\Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pint} - W_{gn,aux,Po}) \\
 = 1 + \frac{1}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + & \text{se } \Phi_{Px} > \Phi_{Pint} \\
 + \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] \frac{1}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint})
 \end{cases} \\
 \\
 b, b^* = \begin{cases}
 = 1 + \frac{1}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + & \text{se } \Phi_{Px} < \Phi_{Pint} \\
 \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] \frac{1}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint}) \\
 = \left[f_{p,el} - 0.25(1 - b_{gn}) \right] & \text{se } \Phi_{Px} > \Phi_{Pint} \\
 \left(-\frac{\Phi_{Pint} t_{gn}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (W_{gn,aux,Pn} - W_{gn,aux,Pint}) + W_{gn,aux,Pint} t_{gn} \right) + \\
 + \Phi_{gn,l,Pint,cor} t_{gn} - \frac{\Phi_{Pint} t_{gn}}{\Phi_{Pn} - \Phi_{Pint}} (\Phi_{gn,l,Pn,cor} - \Phi_{gn,l,Pint,cor}) + \\
 - \Phi_{gn,l,Po,corr} (1 - b_{gn}) p_{gn,env} t_{gn}
 \end{cases}
 \end{array} \right\}$$

5.2.2 Metodo 2 della UNI TS 11300-2

Il Metodo 2 proposto dalla UNI TS 11300-2, al contrario del Metodo 1, si differenzia con la tipologia di GDC; di conseguenza la relazione tra la variazione relativa del rendimento del sottosistema di generazione, x, e la variazione relativa di energia in uscita all'impianto di riscaldamento, Δ, (Eq. (7)) viene calcolata di seguito, per ogni tipologia di GDC: monostadio, modulante e a condensazione. Per un'analisi approfondita dei singoli termini del bilancio del GDC che compaiono nella trattazione che segue, si rimanda al Par 4.1 del Capitolo 4.

Generatori monostadio. L'energia termica richiesta al sottosistema di generazione, $Q_{gn,in}$, è data da:

$$Q_{gn,in} = FC \Phi_{gn} t_{gn} N \tag{29}$$

Se l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari del sottosistema di

generazione, $Q_{aux,gn}$, è espressa come:

$$Q_{aux,gn} = Q_{aux,af} + Q_{aux,br} \quad (30)$$

$$Q_{aux,af} = FC t_{gn} N W_{af} \quad (31)$$

$$Q_{aux,br} = FC t_{gn} N W_{br} \quad (32)$$

l'Eq. (7) diventa:

$$x = (1 + \Delta) \frac{FC}{FC^*} - 1 \quad (33)$$

La variazione relativa del rendimento del sottosistema di generazione dell'impianto, x , conseguente alla variazione relativa di energia in uscita all'impianto di riscaldamento, Δ , è definita dal sistema di equazioni:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{gn,out}^* = (1 + \Delta) Q_{gn,out} \\ x = (1 + \Delta) \frac{FC}{FC^*} - 1 \\ FC = \frac{100(Q_{gn,out} - k_{af} Q_{aux,af}) + P_{ch,off} + P_{gn,env}}{\Phi_{gn} t_{gn} N} \\ FC^* = \frac{100(Q_{gn,out}^* - k_{af} Q_{aux,af}^*) + P_{ch,off}^* + P_{gn,env}^*}{\Phi_{gn} t_{gn} N} \end{array} \right. \quad (34)$$

dove le perdite al camino e al mantello sono definite dalle relazioni:

$$P_{ch,on} = \left[P'_{ch,on} + 0.045(\theta_{gn,w,avg} - \theta_{gn,test}) \right] FC^n \quad (35)$$

$$P_{ch,off} = P'_{ch,off} \frac{(\theta_{gn,w,avg} - \theta_{a,gn})}{(\theta_{gn,w,test} - \theta_{a,test})} FC^p \quad (36)$$

$$P_{gn,env} = P'_{gn,env} k_{gn,env} \frac{(\theta_{gn,w,avg} - \theta_{a,gn})}{(\theta_{gn,w,test} - \theta_{a,test})} FC^m \quad (37)$$

Generatori modulanti. Inizialmente occorre considerare il GDC come monostadio alla potenza minima al focolare, $\Phi_{gn,min}$. Conseguentemente si

adottano per il fattore di perdita al camino, $P_{ch,on,min}$, e la potenza degli ausiliari elettrici, $W_{br,min}$, valori corrispondenti alla potenza minima del focolare. Se il fattore di carico converge a un valore minore di 1, per determinare la relazione tra la variazione relativa del rendimento del sottosistema di generazione dell'impianto, x , e la variazione relativa di energia in uscita all'impianto di riscaldamento, Δ , si utilizza la stessa procedura indicata per il GDC monostadio, Eq. (34-37).

Nel caso in cui $FC > 1$ occorre utilizzare una diversa procedura; si considera come energia in ingresso al GDC:

$$Q_{gn,in} = \Phi_{gn,avg} t_{gn} N \quad (38)$$

e come energia richiesta dagli ausiliari:

$$Q_{aux,gn} = Q_{aux,af} + Q_{aux,br,avg} \quad (39)$$

$$Q_{aux,af} = t_{gn} N W_{af} \quad (40)$$

$$Q_{aux,br,avg} = t_{gn} N W_{br,avg} \quad (41)$$

l'Eq. (4) diventa:

$$x = \left[(1 + \Delta) \frac{(\Phi_{gn,avg} + f_{p,el} (W_{af} + W_{br,avg}))}{(\Phi_{gn,avg}^* + f_{p,el} (W_{af}^* + W_{br,avg}^*))} - 1 \right] \quad (42)$$

Per determinare Δ in funzione di x occorre risolvere il sistema di equazioni non lineari:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{gn,out}^* = (1 + \Delta) Q_{gn,out} \\ x = \left[(1 + \Delta) \frac{(\Phi_{gn,avg} + f_{p,el} (W_{af} + W_{br,avg}))}{(\Phi_{gn,avg}^* + f_{p,el} (W_{af}^* + W_{br,avg}^*))} - 1 \right] \\ \Phi_{gn,avg} = \frac{(\frac{Q_{gn,out} - Q_{aux,af}}{t_{gn} N} + \frac{P_{gn,env}}{100} \Phi_{ref} - k_{br} W_{br,avg})}{1 - \frac{P_{ch,on,avg}}{100}} \\ \Phi_{gn,avg}^* = \frac{(\frac{Q_{gn,out} - Q_{aux,af}}{t_{gn} N} + \frac{P_{gn,env}}{100} \Phi_{ref} - k_{br} W_{br,avg}^*)}{1 - \frac{P_{ch,on,avg}^*}{100}} \end{array} \right. \quad (43)$$

dove:

$$W_{br,avg} = W_{br,min} + (W_{br,max} - W_{br,min}) \frac{\Phi_{gn,avg} - \Phi_{gn,min}}{\Phi_{gn,max} - \Phi_{gn,min}} \quad (44)$$

$$P_{ch,on,avg} = P_{ch,on,min} + (P_{ch,on,max} - P_{ch,on,min}) \frac{\Phi_{gn,avg} - \Phi_{gn,min}}{\Phi_{gn,max} - \Phi_{gn,min}} \quad (45)$$

$$P_{ch,on,min} = P'_{ch,on,min} + 0.045(\theta_{gn,w,avg} - \theta_{gn,test}) \quad (46)$$

$$P_{ch,on,max} = P'_{ch,on,max} + 0.045(\theta_{gn,w,avg} - \theta_{gn,test}) \quad (47)$$

$$P_{ch,off} = P'_{ch,off} \frac{(\theta_{gn,w,avg} - \theta_{a,gn})}{(\theta_{gn,w,test} - \theta_{a,test})} \quad (48)$$

$$P_{gn,env} = P'_{gn,env} k_{gn,env} \frac{(\theta_{gn,w,avg} - \theta_{a,gn})}{(\theta_{gn,w,test} - \theta_{a,test})} \quad (49)$$

Generatori a condensazione. In presenza di un GDC a condensazione, occorre tenere in conto il recupero di calore latente di condensazione del vapore d'acqua e la conseguente riduzione delle perdite al camino a bruciatore acceso. Per determinare la relazione tra Δ e x si utilizza la stessa procedura utilizzata per i "generatori modulanti", sostituendo $P_{ch,on}$, $P_{ch,on,avg}$ e $P_{ch,on,min}$, rispettivamente con:

$$P_{ch,on}^c = P_{ch,on} - R \quad (50)$$

$$P_{ch,on,avg}^c = P_{ch,on,avg} - R_{avg} \quad (51)$$

$$P_{ch,on,min}^c = P_{ch,on,min} - R_{min} \quad (52)$$

5.3 CASI DI STUDIO

L'analisi del rendimento del sottosistema di generazione al variare del fabbisogno termico dell'edificio viene effettuata per due diversi casi di studio:

- Appartamento in condominio con riscaldamento autonomo;
- Condominio con riscaldamento centralizzato.

Per ognuno dei suddetti sistemi edificio-impianto si confrontano tre diversi tipi di GDC: monostadio, modulante e a condensazione. Tutti i GDC sono in acciaio e alimentati a gas.

Il primo caso di studio, lo stesso analizzato al Capitolo 4 per il confronto dei due Metodi proposti dalla UNI TS 11300-3, consiste in un appartamento collocato all'ultimo piano di un condominio situato a Ferrara. Il condominio si sviluppa su sei piani; al piano terra si trovano garage e cantine, mentre i restanti piani, di uguale planimetria, ospitano appartamenti per un totale di 15 unità abitative. Ogni appartamento dispone di un impianto di riscaldamento autonomo e le unità terminali sono radiatori.

Il secondo caso di studio consiste nel medesimo condominio ma nell'ipotesi di impianto di riscaldamento centralizzato.

Per valutare come varia il rendimento del sottosistema di generazione in funzione del fabbisogno termico dell'edificio, si ripete il calcolo del fabbisogno di energia primaria e del rendimento del sottosistema di generazione, imponendo una variazione relativa del fabbisogno mensile di energia in uscita dal GDC.

5.3.1 Dati in ingresso relativi ai GDC

I dati in ingresso richiesti dai due metodi relativi ai GDC dell'appartamento e del condominio sono riportati rispettivamente nelle Tab. I e II. Per sinteticità, i dati dei GDC modulante e a condensazione che risultano uguali a quelli del monostadio non sono stati ripetuti. I GDC utilizzati sono prodotti da ditte di primaria importanza sul mercato europeo.

Per entrambi i metodi i dati necessari, quando disponibili, sono stati reperiti dalle schede tecniche fornite dal costruttore. La temperatura dell'acqua nel GDC in condizioni di prova a potenza intermedia, la temperatura del locale di installazione del GDC in condizioni di prova, le perdite di potenza a carico nullo e le potenze degli ausiliari in condizioni di funzionamento alla potenza nominale, intermedia e minima (per GDC modulanti), essendo dati non forniti dal costruttore, sono stati determinati da prospetti o calcolati con espressioni fornite dalla Specifica Tecnica. La potenza della pompa primaria di circolazione è stata conteggiata per entrambi i metodi nel sottosistema di distribuzione.

Entrambi i metodi suggeriscono di determinare il valore della temperatura dell'acqua del GDC in condizioni effettive di utilizzo, per i GDC monostadio e modulante come media dei valori di temperatura dell'acqua di mandata e di ritorno e, per i GDC a condensazione come il valore della temperatura di ritorno. Per i GDC monostadio e modulante la temperatura di mandata e ritorno è di 70°C e 60°C, mentre per il GDC a condensazione, considerata la presenza di valvole termostatiche su ogni radiatore, la temperatura di ritorno è di 50°C.

Tabella I – Appartamento - Dati in ingresso per il Metodo 1 e 2

Dato in ingresso	Metodo 1	Provenienza	Metodo 2	Provenienza
<i>Condizioni di funzionamento</i>				
$\theta_{gn,a,avg}$ (°C)	20	Cond. reali	20	Cond. reali
$Q_{gn,out}$ (kWh/anno)	31109	Cond. reali	31109	Cond. reali
<i>GDC monostadio</i>				
Φ_{Pn} (kW)	24.0	Costruttore	-	-
Φ_{cn} (kW)	-	-	26.7	Costruttore
$\eta_{gn,Pn}$ (%)	92.6	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pn}$ (°C)	70	Costruttore	70	Costruttore
Φ_{Pint} (kW)	7.2	Costruttore	-	-
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	89.3	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pint}$ (°C)	50	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,a,test}$ (°C)	20	Prospetto	20	Prospetto
$\Phi_{gn,I,Po}$ (kW)	0.57	Eq. (9) Cap.4	-	-
$P_{ch,on,test}$ (%)	-	-	7.5	Costruttore
$P_{ch,off,test}$ (%)	-	-	0.1	Costruttore
$P_{gn,env,test}$ (%)	-	-	2.0	Costruttore
$W_{gn,aux,Pn}$ (W)	43.6	Eq. (28) Cap.4	-	-
$W_{gn,aux,Pint}$ (W)	43.6	Eq. (28) Cap.4	-	-
$W_{gn,aux,Po}$ (W)	15.0	Eq. (28) Cap.4	-	-
W_{br} (W)	-	-	44.0	Eq. (31) Cap.4
W_{af} (W)	-	-	0.0	Cond. reali
$\theta_{gn,test}$ (°C)	70	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,w}$ (°C)	65	App. A	65	App. A
<i>GDC modulante</i>				
Φ_{Pn} (kW)	24.0	Costruttore	-	-
Φ_{cn} (kW)	-	-	26.7	Costruttore
$\eta_{gn,Pn}$ (%)	93.3	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pn}$ (°C)	70	Costruttore	70	Costruttore
Φ_{Pint} (kW)	7.2	Costruttore	-	-
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	90.4	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pint}$ (°C)	50	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,a,test}$ (°C)	20	Prospetto	20	Prospetto
$\Phi_{gn,I,Po}$ (kW)	0.57	Eq. (9) Cap.4	-	-

Segue...

Continua...

$P_{ch,on,test}$ (%)	-	-	6.6	Costruttore
$P_{ch,off,test}$ (%)	-	-	0.1	Costruttore
$P_{gn,env,test}$ (%)	-	-	1.5	Costruttore
$W_{gn,aux,Pn}$ (W)	206.9	Eq. (28) Cap.4	-	-
$W_{gn,aux,Pint}$ (W)	69.0	Eq. (28) Cap.4	-	-
$W_{gn,aux,Po}$ (W)	15.0	Eq. (28) Cap.4	-	-
W_{br} (W)	-	-	217.7	Eq. (31) Cap.4
W_{af} (W)	-	-	0.0	Cond. reali
$\theta_{gn,test}$ (°C)	70	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,w}$ (°C)	65	App. A	65	App. A
$\Phi_{cn,min}$ (kW)	-	-	9.4	Costruttore
$P_{ch,on,min,test}$ (%)	-	-	11.8	Costruttore
$W_{br,min}$ (W)	-	-	18.8	Prospetto

GDC a condensazione

Φ_{Pn} (kW)	24.0	Costruttore	-	-
Φ_{cn} (kW)	-	-	24.5	Costruttore
$\eta_{gn,Pn}$ (-)	98.0	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pn}$ (°C)	70	Costruttore	70	Costruttore
Φ_{Pint} (kW)	7.2	Costruttore	-	-
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	108.0	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pint}$ (°C)	30	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,a,test}$ (°C)	20	Prospetto	20	Prospetto
$\Phi_{gn,l,Po}$ (kW)	0.38	Eq. (9) Cap.4	-	-
$P_{ch,on,test}$ (%)	-	-	1.5	Costruttore
$P_{ch,off,test}$ (%)	-	-	0.1	Costruttore
$P_{gn,env,test}$ (%)	-	-	0.4	Costruttore
$W_{gn,aux,Pn}$ (W)	206.9	Eq. (28) Cap.4	-	-
$W_{gn,aux,Pint}$ (W)	69.0	Eq. (28) Cap.4	-	-
$W_{gn,aux,Po}$ (W)	15.0	Eq. (28) Cap.4	-	-
W_{br} (W)	-	-	208.9	Eq. (31) Cap.4
W_{af} (W)	-	-	0.0	Cond. reali
$\theta_{gn,test,Po}$ (°C)	70	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,w}$ (°C)	50	App. A	50	App. A
$\Phi_{cn,min}$ (kW)	-	-	8.9	Costruttore
$P_{ch,on,min,test}$ (%)	-	-	5	Prospetto
$W_{br,min}$ (W)	-	-	17.8	Prospetto

Tabella II – Condominio - Dati in ingresso per il Metodo 1 e 2

Dato in ingresso	Metodo 1	Provenienza	Metodo 2	Provenienza
<i>Condizioni di funzionamento</i>				
$\theta_{gn,a,avg}$ (°C)	20	Cond. reali	20	Cond. reali
$Q_{gn,out}$ (kWh/anno)	387513	Cond. reali	387513	Cond. reali
<i>GDC monostadio</i>				
Φ_{Pn} (kW)	200	Costruttore	-	-
Φ_{cn} (kW)	-	-	216	Costruttore
$\eta_{gn,Pn}$ (%)	92.5	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pn}$ (°C)	70	Costruttore	70	Costruttore
Φ_{Pint} (kW)	60	Costruttore	-	-
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	93.3	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pint}$ (°C)	50	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,a,test}$ (°C)	20	Prospetto	20	Prospetto
$\Phi_{gn,I,Po}$ (kW)	2.04	Eq. (9) Cap.4	-	-
$P_{ch,on,test}$ (%)	-	-	6.7	Costruttore
$P_{ch,off,test}$ (%)	-	-	0.2	Costruttore
$P_{gn,env,test}$ (%)	-	-	0.6	Costruttore
$W_{gn,aux,Pn}$ (W)	69.6	Eq. (28) Cap.4	-	-
$W_{gn,aux,Pint}$ (W)	69.6	Eq. (28) Cap.4	-	-
$W_{gn,aux,Po}$ (W)	15.0	Eq. (28) Cap.4	-	-
W_{br} (W)	-	-	72.0	Eq. (31) Cap.4
W_{af} (W)	-	-	0.0	Cond. reali
$\theta_{gn,test}$ (°C)	70	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,w}$ (°C)	65	App. A	65	App. A
<i>GDC modulante</i>				
Φ_{Pn} (kW)	190	Costruttore	-	-
Φ_{cn} (kW)	-	-	209.9	Costruttore
$\eta_{gn,Pn}$ (%)	90.5	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pn}$ (°C)	70	Costruttore	70	Costruttore
Φ_{Pint} (kW)	57	Costruttore	-	-
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	93.8	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pint}$ (°C)	50	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,a,test}$ (°C)	20	Prospetto	20	Prospetto

Segue...

Continua...

$\Phi_{gn,l,Po}$ (kW)	1.98	Eq. (9) Cap.4	-	-
$P_{ch,on,test}$ (%)	-	-	8.9	Costruttore
$P_{ch,off,test}$ (%)	-	-	0.2	Costruttore
$P_{gn,env,test}$ (%)	-	-	0.6	Costruttore
$W_{gn,aux,Pn}$ (W)	558.5	Eq. (28) Cap.4	-	-
$W_{gn,aux,Pint}$ (W)	186.2	Eq. (28) Cap.4	-	-
$W_{gn,aux,Po}$ (W)	15.0	Eq. (28) Cap.4	-	-
W_{br} (W)	-	-	586.0	Eq. (31) Cap.4
W_{af} (W)	-	-	0.0	Cond. reali
$\theta_{gn,test}$ (°C)	70	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,w}$ (°C)	65	App. A	65	App. A
$\Phi_{cn,min}$ (kW)	-	-	68	Costruttore
$P_{ch,on,min,test}$ (%)	-	-	8.0	Costruttore
$W_{br,min}$ (W)	-	-	136.0	Prospetto

GDC a condensazione

Φ_{Pn} (kW)	225	Costruttore	-	-
Φ_{cn} (kW)	-	-	232	Costruttore
$\eta_{gn,Pn}$ (-)	97.8	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pn}$ (°C)	70	Costruttore	70	Costruttore
Φ_{Pint} (kW)	67.5	Costruttore	-	-
$\eta_{gn,Pint}$ (%)	108.2	Costruttore	-	-
$\theta_{gn,test,w,Pint}$ (°C)	30	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,a,test}$ (°C)	20	Prospetto	20	Prospetto
$\Phi_{gn,l,Po}$ (kW)	1.62	Eq. (9) Cap.4	-	-
$P_{ch,on,test}$ (%)	-	-	1.9	Costruttore
$P_{ch,off,test}$ (%)	-	-	0.1	Costruttore
$P_{gn,env,test}$ (%)	-	-	0.3	Costruttore
$W_{gn,aux,Pn}$ (W)	605.7	Eq. (28) Cap.4	-	-
$W_{gn,aux,Pint}$ (W)	201.9	Eq. (28) Cap.4	-	-
$W_{gn,aux,Po}$ (W)	15.0	Eq. (28) Cap.4	-	-
W_{br} (W)	-	-	615	Eq. (31) Cap.4
W_{af} (W)	-	-	0.0	Cond. reali
$\theta_{gn,test,Po}$ (°C)	70	Prospetto	-	-
$\theta_{gn,w}$ (°C)	50	App. A	50	App. A
$\Phi_{cn,min}$ (kW)	-	-	77	Costruttore
$P_{ch,on,min,test}$ (%)	-	-	5	Prospetto
$W_{br,min}$ (W)	-	-	154	Prospetto

5.4 ANALISI DEI RISULTATI

5.4.1 Analisi dei risultati relativi all'appartamento

Relativamente all'appartamento in esame, in Fig. 1 e 2 sono riportati gli andamenti del rendimento del sottosistema di generazione, η_{gn} , al variare del carico, Δ , per le tre tipologie di GDC, calcolati rispettivamente col Metodo 1 e 2 della UNI TS 11300-2, nei mesi in cui si ottengono le prestazioni più elevate, gennaio, e più severe, ottobre.

Dalle Fig. 1 e 2 si può osservare come i valori di rendimento maggiori si ottengano con la caldaia a condensazione, sia col Metodo 1 sia col Metodo 2. Tale risultato risulta peraltro prevedibile in quanto confermato dall'esperienza che vede la tecnologia delle caldaie a condensazione come quella più prestante. Meno scontati sono gli andamenti del rendimento del sottosistema di generazione del GDC monostadio, che risultano in buona parte superiori a quelli del GDC modulante sia col Metodo 1 sia col Metodo 2. Uno dei principali motivi è dato dal fatto che le caldaie modulanti, al diminuire del fabbisogno termico, riducono la potenza termica rimanendo accese per una durata maggiore rispetto a quelle monostadio. La maggior durata di accensione fa sì che aumentino i consumi degli ausiliari, che vanno a penalizzare le prestazioni del GDC.

Per l'analisi delle differenze tra i valori di rendimento ottenuti con i due Metodi, per tutte e tre le tipologie di GDC, si rimanda al Capitolo 4, Par. 4.3.

Sempre dalle Fig. 1 e 2, appare evidente che mentre i valori del rendimento del sottosistema di generazione, calcolati col Metodo 1, tendono a diminuire al diminuire del carico, quelli calcolati col Metodo 2 rimangono pressoché costanti.

Per quantificare meglio le differenze che si ottengono nei valori del rendimento del sottosistema di generazione al variare del carico, si faccia riferimento alle Fig. 3 e 4. Nelle Fig. 3 e 4 sono riportati gli andamenti della variazione relativa del rendimento del sottosistema di generazione, x , in funzione di Δ , calcolati rispettivamente coi Metodi 1 e 2 della UNI TS 11300-2, nei mesi in cui si ottengono le prestazioni più elevate, gennaio, e più severe, ottobre.

Dagli andamenti ottenuti col Metodo 1 (Fig. 3), si può osservare che per tutte e tre le tipologie di GDC la variazione percentuale del rendimento, x , diminuisce al diminuire del carico tranne per il GDC a condensazione nel mese di gennaio in cui si ha un andamento crescente della variazione del rendimento fino a una variazione del 30% del carico. A parità di mese considerato, le variazioni percentuali maggiori si verificano col GDC monostadio, a seguire con quello modulante e poi con quello a condensazione. Per il mese di Ottobre, variazioni di rendimento del 5% si

ottengono per variazioni di carico, $|\Delta|$, circa pari a: 0.4, 0.55, 0.65, rispettivamente per i GDC monostadio, modulante e a condensazione. Per il mese di gennaio le prestazioni migliorano, infatti si ottengono variazioni di rendimento di circa il 5% per variazioni di carico circa pari a: 0.65, 0.8, 0.9, rispettivamente per i GDC monostadio, modulante e a condensazione. Per rimanere a di sotto di qualche punto percentuale di variazione di rendimento, considerando il mese con prestazioni peggiori, ossia ottobre, le variazioni di carico devono risultare inferiori a: 0.2, 0.35, 0.45, rispettivamente per i GDC monostadio, modulante e a condensazione. Infine si osserva che per una variazione di carico del 90% si ottiene la variazione minima di rendimento per il GDC a condensazione nel mese di gennaio, pari a circa il 5%; mentre si ottiene la variazione massima con il GDC monostadio, per il mese di ottobre, pari a circa il 42%.

Gli andamenti ottenuti col Metodo 2 (Fig. 4), risultano, in modo evidente, diversi da quelli ottenuti col Metodo 1. Infatti per tutte tre le tipologie di GDC, l'andamento della variazione percentuale del rendimento tende a rimanere pressoché costante fino a elevati valori di $|\Delta|$. Le variazioni di rendimento maggiori, anche se molto modeste, si verificano per il GDC monostadio, in particolare per il mese di Ottobre, in cui variazioni di rendimento del 5% corrispondono a variazioni di carico dell'80%. Escludendo questo caso, per tutti gli altri GDC e nei mesi considerati, le variazioni di rendimento si mantengono sotto i 5 punti percentuali fino a variazioni di carico del 90%. In generale, dai risultati ottenuti col Metodo 2, si può affermare che le variazioni del rendimento del sottosistema di generazione al variare del carico risultano trascurabili.

5.4.2 Analisi dei risultati relativi al condominio

Relativamente al condominio in esame, in Fig. 5 e 6 sono riportati gli andamenti del rendimento del sottosistema di generazione, η_{gn} , al variare del carico, Δ , per le tre tipologie di GDC, calcolati rispettivamente col Metodo 1 e 2 della UNI TS 11300-2, nei mesi in cui si ottengono le prestazioni più elevate, gennaio, e più severe, ottobre.

Dalle Fig. 5 e 6 si può osservare come anche in questo caso, così come per l'appartamento, i valori di rendimento del sottosistema di generazione maggiori si ottengano con la caldaia a condensazione e come gli andamenti del rendimento del sottosistema di generazione del GDC monostadio, risultino in buona parte superiori a quelli del GDC modulante sia col Metodo 1 sia col Metodo 2.

Le differenze tra i valori assoluti di rendimento ottenuti coi due metodi risultano meno marcate rispetto a quelle ottenute per l'appartamento.

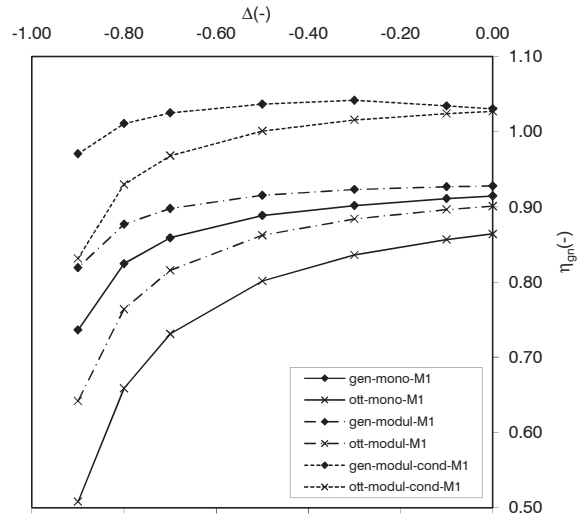


Fig. 1 - Appartamento – Metodo 1: rendimento del sottosistema generazione, η_{gn} , in relazione della variazione relativa dell'energia in uscita, Δ . GDC monostadio, modulante, a condensazione.

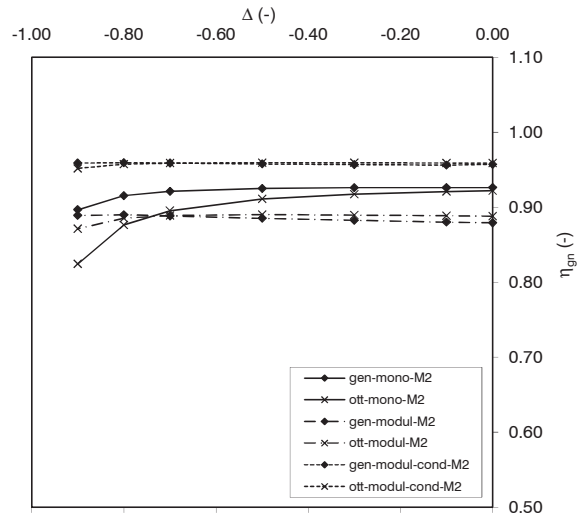


Fig. 2 - Appartamento – Metodo 2: rendimento del sottosistema generazione, η_{gn} , in relazione della variazione relativa dell'energia in uscita, Δ . GDC monostadio, modulante, a condensazione.

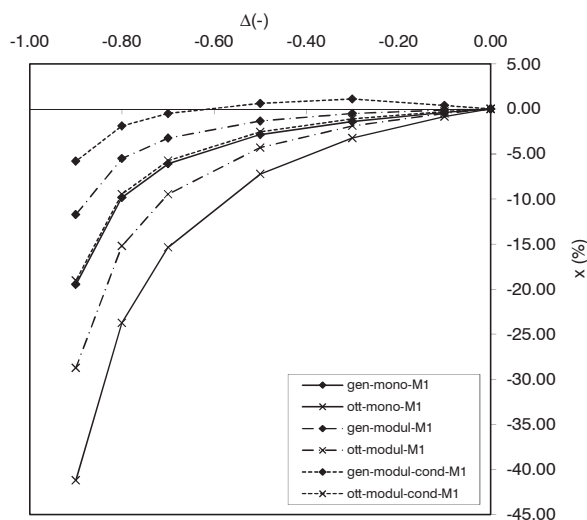


Fig. 3 - Appartamento – Metodo 1: variazione relativa del rendimento del sottosistema di generazione, x , in relazione della variazione relativa dell'energia in uscita, Δ . GDC monostadio, modulante, a condensazione.

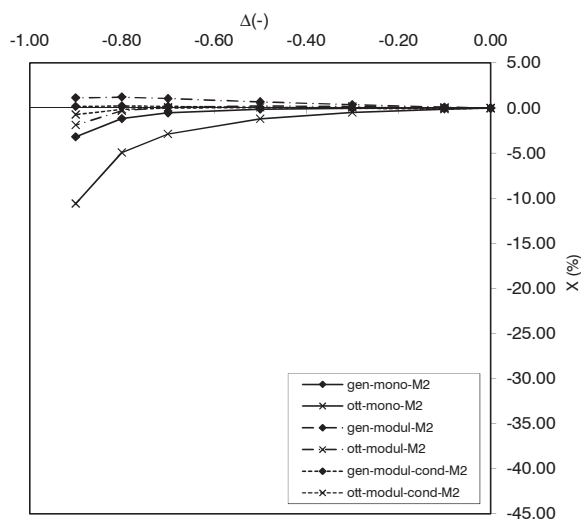


Fig. 4 - Appartamento – Metodo 2: variazione relativa del rendimento del sottosistema generazione, x , in relazione della variazione relativa dell'energia in uscita, Δ . GDC monostadio, modulante, a condensazione.

In particolare i valori dei rendimenti dei GDC monostadio e modulante risultano confrontabili tra loro, mentre si discostano maggiormente i valori relativi al GDC a condensazione. Per l'analisi delle differenze tra i valori di rendimento ottenuti con i due Metodi, per tutte e tre le tipologie di GDC, si rimanda al Capitolo 4, Par. 4.3.

Sempre dalle Fig. 5 e 6, si può osservare che i valori del rendimento del sottosistema di generazione tendono a rimanere circa costanti al diminuire del carico per tutte e tre le tipologie di GDC e per entrambi i Metodi.

Per quantificare meglio le differenze che si ottengono nei valori del rendimento del sottosistema di generazione al variare del carico, si faccia riferimento alle Fig. 7 e 8, dove sono riportati gli andamenti della variazione relativa del rendimento del sottosistema di generazione, x , in funzione di Δ , calcolati rispettivamente coi Metodi 1 e 2 della UNI TS 11300-2, nei mesi in cui si ottengono le prestazioni più elevate, gennaio, e più severe, ottobre.

Dagli andamenti ottenuti col Metodo 1 (Fig. 7), si può osservare che per tutte e tre le tipologie di GDC, nel mese di gennaio, la variazione percentuale del rendimento, x , aumenta di qualche punto percentuale al diminuire del carico fino a valori di $|\Delta|$ pari a 0.5 per poi decrescere. Per il mese di ottobre, la variazione percentuale del rendimento, x , decresce al diminuire del carico. Per il mese di Ottobre, variazioni di rendimento del 5% si ottengono per variazioni di carico circa pari a: 0.72, 0.85, 0.9, rispettivamente per i GDC monostadio, modulante e a condensazione. Per il mese di gennaio le prestazioni migliorano, infatti le variazioni di rendimento risultano tutte al di sotto del 5% per variazioni di carico fino al 90%. Per rimanere al di sotto di qualche punto percentuale di variazione di rendimento, considerando il mese con prestazioni peggiori, le variazioni di carico devono risultare inferiori a: 0.5, 0.7, 0.8, rispettivamente per i GDC monostadio, modulante e a condensazione. Infine si osserva che per variazioni di carico del 90% si ottiene la variazione massima di rendimento con il GDC monostadio, per il mese di ottobre, pari a circa il 17% e una variazione nulla per il GDC a condensazione nel mese di gennaio.

Gli andamenti ottenuti col Metodo 2 (Fig. 8), risultano ancora più costanti di quelli ottenuti col Metodo 1. Anche in questo caso le variazioni di rendimento maggiori, anche se molto modeste, si verificano per il GDC monostadio, in particolare per il mese di Ottobre, in cui variazioni di rendimento del 5% corrispondono a variazioni di carico del 75%. Escludendo questo caso, per tutti gli altri GDC e nei mesi considerati, le variazioni di rendimento si mantengono sotto i 5 punti percentuali fino a variazioni di carico del 90%. In generale, dai risultati ottenuti col Metodo 2, si può affermare che le variazioni del rendimento del sottosistema di generazione al variare del carico risultano trascurabili.

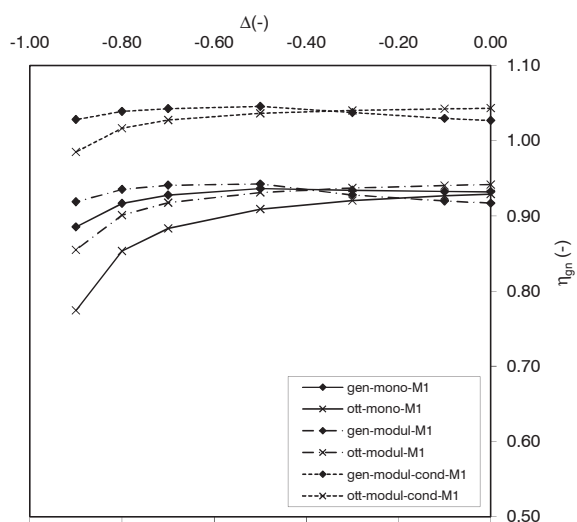


Fig. 5 - Condominio – Metodo 1: rendimento del sottosistema generazione, η_{gn} , in relazione della variazione relativa dell'energia in uscita, Δ . GDC monostadio, modulante, a condensazione.

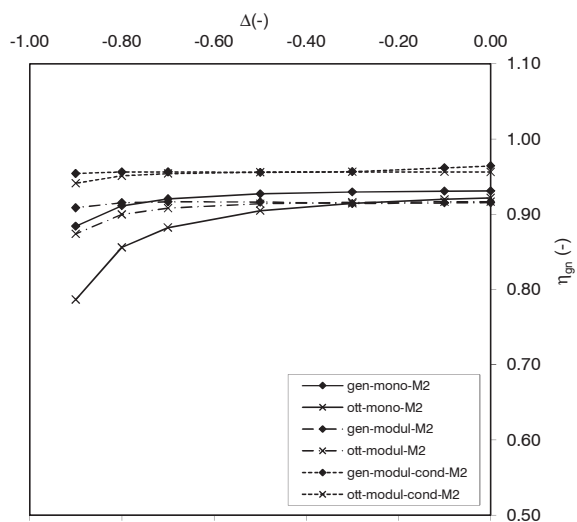


Fig. 6 - Condominio – Metodo 2: rendimento del sottosistema generazione, η_{gn} , in relazione della variazione relativa dell'energia in uscita, Δ . GDC monostadio, modulante, a condensazione.

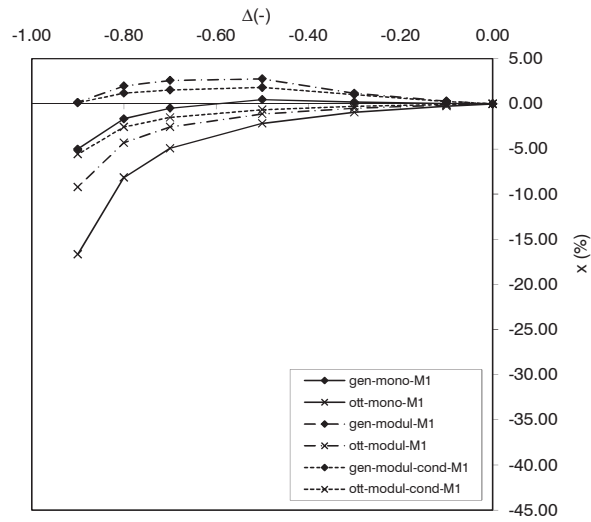


Fig. 7 - Condominio – Metodo 1: variazione relativa del rendimento del sottosistema generazione, x , in relazione della variazione relativa dell'energia in uscita, Δ . GDC monostadio, modulante, a condensazione.

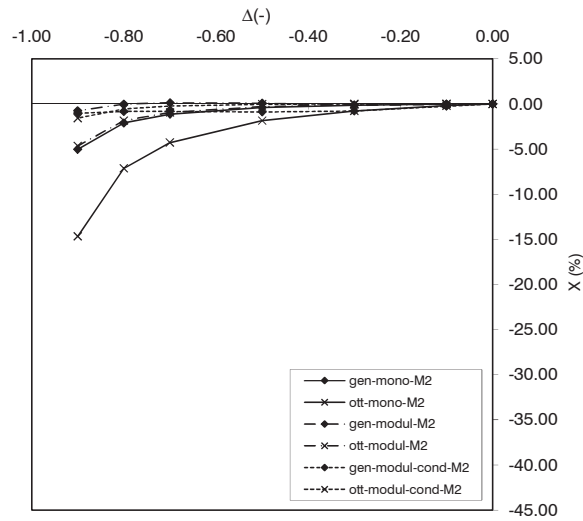


Fig. 8 - Condominio – Metodo 2: variazione relativa del rendimento del sottosistema generazione, x , in relazione della variazione relativa dell'energia in uscita, Δ . GDC monostadio, modulante, a condensazione.

5.5 CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE

In questo Capitolo è stato analizzato il rapporto tra il rendimento del sottosistema di generazione e il fabbisogno di energia in uscita dal GDC ossia l'energia fornita al sottosistema di distribuzione. A tal fine è stata ricavata una relazione che correla il rendimento del sottosistema di generazione, così come definito dalla UNI TS 11300-2, e la variazione del fabbisogno di energia in uscita dal GDC per il riscaldamento dell'edificio per entrambi i modelli di calcolo proposti dalla UNI TS 11300-2 e per tre tipologie di GDC: monostadio, modulante e a condensazione.

L'analisi del rapporto tra il rendimento del sottosistema di generazione e il fabbisogno di energia in uscita dal GDC è stata applicata a due casi di studio: un appartamento in condominio con riscaldamento autonomo e un condominio con riscaldamento centralizzato, così da valutare anche l'influenza della taglia del GDC. Per ognuno dei casi di studio si sono confrontati i tre diversi tipi di GDC: monostadio, modulante e a condensazione.

Dall'analisi dei risultati si è visto come l'andamento del rendimento del sottosistema di generazione al variare del carico termico risulti diverso a seconda di quale Metodo di calcolo venga utilizzato e a seconda della tipologia e della taglia del GDC.

Per i GDC di piccola taglia, analizzati per l'appartamento in esame, i valori del rendimento del sottosistema di generazione calcolati col Metodo 1 tendono a diminuire al diminuire del carico, mentre quelli calcolati col Metodo 2 rimangono circa costanti.

Per i GDC di media taglia, analizzati per il condominio in esame, i valori del rendimento del sottosistema di generazione tendono a rimanere circa costanti al diminuire del carico per tutte e tre le tipologie di GDC e per entrambi i Metodi utilizzati.

Da tale risultato emergono considerazioni di diversa natura.

Una variazione dell'energia termica richiesta al sottosistema di generazione può avvenire qualora si eseguano interventi di riqualificazione energetica per ridurre il fabbisogno termico dell'edificio. Se il rendimento del sottosistema di generazione si riducesse al diminuire del carico termico, l'efficacia degli interventi di retrofit potrebbe risultare compromessa. Per comprendere quanto siano significative le differenze ottenute con l'applicazione dei due Metodi, a titolo di esempio, si analizza come varia il rendimento del sottosistema di generazione delle diverse tipologie di GDC installate nell'appartamento in esame qualora questo sia oggetto di intervento di ristrutturazione energetica. L'intervento di retrofit, che prevede l'installazione di un cappotto e la sostituzione degli infissi, riduce le

dispersioni termiche per trasmissione attraverso le superfici opache e trasparenti. Il fabbisogno termico annuale dell'edificio conseguentemente diminuisce di circa il 60%.

Dalla Fig. 3, ove sono riportati i valori della variazione di rendimento del sottosistema di generazione in funzione della variazione di carico per il Metodo 1, si può osservare che le variazioni percentuali del rendimento in seguito a una riduzione del 60% del carico risultano significative in particolar modo per il GDC monostadio e modulante. Infatti per il mese più sfavorito, ossia Ottobre, le variazioni di rendimento risultano pari a circa il 12%, il 7% e il 4%, rispettivamente per i GDC monostadio, modulante e a condensazione. Per il mese di gennaio le variazioni del rendimento sono più contenute risultando pari a circa il 4%, il 2% e lo 0%, rispettivamente per i GDC monostadio, modulante e a condensazione.

Dalla Fig. 4, ove sono riportati i valori della variazione di rendimento del sottosistema di generazione in funzione della variazione di carico per il Metodo 2, si può osservare che le variazioni percentuali del rendimento in seguito a una riduzione del 60% del carico risultano trascurabili in tutti i mesi e per tutte le tipologie di GDC. L'unica eccezione per il mese di Ottobre dove con un GDC monostadio si ottengono variazioni di circa il 3%.

Da questi risultati si può affermare che per ambienti ove sono installati GDC di piccola taglia, qualora il fabbisogno termico per il riscaldamento si riduca, ad esempio in seguito a un intervento di retrofit, la variazione del rendimento del sottosistema di generazione del GDC può risultare trascurabile o meno a seconda del metodo di calcolo utilizzato. Ne consegue che, per GDC di piccola taglia le differenze derivanti dall'utilizzo dei due Metodi proposti dalla Specifica Tecnica 11300-2 non sono trascurabili e portano a pesanti implicazioni nelle valutazioni energetiche, come quella portata ad esempio.

Un altro aspetto legato al rapporto tra rendimento del sottosistema di generazione e carico termico dei GDC, riguarda la certificazione energetica degli appartamenti in condomini con riscaldamento centralizzato. Qualora si debba redigere un attestato di certificazione energetica per un singolo appartamento occorre determinare l'indice di prestazione energetica che, per la specifica unità immobiliare, va determinato noti i rendimenti di ogni sottosistema dell'impianto di riscaldamento. In generale i rendimenti dei sottosistemi di emissione e regolazione sono relativi alla singola unità immobiliare. Il sottosistema di distribuzione può essere distinto in due parti: una comune all'intero edificio e una relativa al singolo appartamento. Il rendimento del sottosistema di generazione è invece unico. Utilizzare il rendimento di generazione comune presuppone che il rendimento del sottosistema di generazione del GDC non sia influenzato dal fabbisogno

energetico. Si consideri il condominio preso in esame al Par. 5.3; se al limite, in un appartamento si azzerava la richiesta di energia, il fabbisogno termico per il riscaldamento dell'intero edificio si riduce del 7%. Dalle Fig. 7 e 8 si evince che le variazioni di rendimento del sottosistema di generazione delle diverse tipologie di GDC conseguenti a tale riduzione di carico sono trascurabili (<1%) per tutte le tipologie di GDC, sia per il Metodo 1 sia per il Metodo 2. Le variazioni di rendimento risultano trascurabili fino a variazioni del carico pari a circa il 30% con il Metodo 1 e paria a circa il 50% per il Metodo 2. Dal caso di studio analizzato si deduce che per calcolare l'indice di prestazione energetica di un appartamento in condominio con impianto centralizzato, nella maggior parte dei casi, è lecito utilizzare il valore di rendimento del GDC comune, in quanto questo non subisce variazioni significative al variare del fabbisogno energetico di un singolo appartamento con entrambi i Metodi proposti dalla UNI TS 11300. Per questo tipo di valutazioni, le differenze ottenute coi due Metodi hanno dunque ripercussioni meno pesanti.

5.6 NOMENCLATURA

Simbolo

b	Fattore di riduzione della temperatura in base all'ubicazione del GDC(-)
FC	Fattore di carico al focolare del GDC (-)
f	Fattore di conversione (-)
k	Frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dagli ausiliari (-)
m, n, p	Esponenti correttivi in funzione della tipologia di GDC (-)
N	Numero giorni del mese (giorno)
P	Perdita termica percentuale (%)
Q	Energia (kWh)
R	Recupero di calore latente di condensazione (%)
t	Tempo totale di funzionamento (ore/giorno)
W	Potenza nominale (kW)
x	Variazione relativa del rendimento del sottosistema di generazione (-)

Simboli greci

Δ	Variazione relativa dell'energia in uscita dal GDC (-)
η	Rendimento (-)

Φ	Potenza termica nominale al focolare (kW)
θ	Temperatura (°C)
<i>Pedici</i>	
a	Ambiente
af	Ausiliari a valle del GDC
aux	Ausiliari elettrici
avg	Media
br	Ausiliari a monte del GDC
ch	Camino
el	Energia elettrica
env	Mantello del GDC
gn	Sottosistema generazione
in	Ingresso
l	Perdite
min	Minima
max	Massima
off	Bruciatore spento
on	Bruciatore acceso
out	Uscita
p	Energia primaria
ref	Riferimento
test	Condizioni di test
w	Acqua
<i>Apici</i>	
'	Nominale
*	In seguito alla variazione di energia in uscita
c	Condensazione

RIFLESSIONI CONCLUSIVE

I modelli di calcolo per l'analisi dei Generatori Di Calore (GDC) possono essere complessi o semplificati.

I modelli di calcolo complessi generalmente vengono elaborati all'interno di progetti di ricerca finalizzati a individuare interventi e strategie per migliorare le prestazioni energetiche di specifiche tipologie di GDC. Questi modelli, generalmente implementati con programmi di calcolo di simulazione dinamica, possono analizzare il comportamento del solo GDC, di una parte di questo (ad es. la camera di combustione), oppure possono tenere in considerazione anche l'interazione del GDC con gli altri sottosistemi dell'impianto e con il sistema edificio. I modelli matematici di tipo complesso sono adatti a valutare le prestazioni reali dei GDC tenendo in considerazione aspetti peculiari quali ad esempio: i transitori nei cicli di accensione e spegnimento, gli effetti dell'accumulo termico, la variazione della potenza elettrica degli ausiliari, la variazione della temperatura dei fumi e del fluido termovettore, gli effetti dei sistemi di controllo e della modulazione della potenza, l'interazione con gli altri componenti dell'impianto e con il sistema edificio...

I modelli di calcolo basati su ipotesi semplificate non consentono di tenere in considerazione tutti questi aspetti e conseguentemente di ottenere risultati accurati e aderenti alla realtà, come quelli ottenuti dai modelli di simulazione dinamica; tuttavia possono essere un utile strumento ad esempio nelle valutazioni di tipo comparativo. I modelli semplificati sono recepiti dalle normative per la valutazione delle prestazioni energetiche degli edifici, per la determinazione dei consumi di energia per il riscaldamento e per la produzione di ACS, per la determinazione del rendimento medio stagionale e così via. In questo ambito, infatti, oltre all'accuratezza del metodo sussistono altre esigenze come la riproducibilità e il controllo dei risultati, una limitata onerosità di calcolo, la possibilità di utilizzare dati in ingresso tabulati o forniti dai costruttori, ecc...

Nel quadro normativo si segnalano i tre modelli semplificati previsti dalla normativa EN 15316-4-1. Tale norma costituisce un riferimento per l'analisi dei sistemi di generazione per il riscaldamento. Dei tre metodi proposti dalla EN 15316-4-1 per il calcolo delle perdite di generazione di GDC con

Riflessioni conclusive

combustione a fiamma per combustibili liquidi e gassosi, due sono stati recepiti dalla Specifica Tecnica 11300-2; essi sono:

- Metodo 1: metodo di calcolo basato sui rendimenti dichiarati ai sensi della Direttiva 92/42/CEE, corrispondente al 2° metodo della UNI EN 15316-4-1 (Case specific boiler efficiency method);
- Metodo 2: metodo di calcolo analitico, corrispondente al 3° metodo della UNI EN 15316-4-1 (Boiler cycling method).

Il Metodo 1 può essere utilizzato solo nel caso di GDC per i quali i dati siano dichiarati dal fabbricante ai sensi della Direttiva 92/42/CEE. Il Metodo 2 può essere sempre utilizzato, in particolare per i GDC di costruzione precedente al recepimento della Direttiva 92/42/CEE, per i quali non sono disponibili i dati richiesti dalla Direttiva, o per determinare l'effetto delle condizioni di esercizio in GDC a condensazione.

In questa Sezione si sono confrontati i due Metodi della UNI TS 11300-2 sia in modo teorico sia quantitativo mediante l'applicazione a un caso di studio. Nello specifico, il confronto ha riguardato le procedure per il calcolo delle perdite, dell'energia elettrica assorbita dagli ausiliari, dell'energia recuperabile e dell'energia in ingresso al GDC. Il confronto è stato effettuato per tre tipologie di GDC: monostadio, modulante e a condensazione.

Il confronto ha evidenziato significative differenze derivanti dall'utilizzo dei due Metodi per la determinazione delle perdite, dell'energia elettrica consumata dagli ausiliari e di quella recuperata. Queste differenze si riflettono in modo ancor più rilevante nei valori del rendimento del sottosistema di generazione e del rendimento medio stagionale per le tre tipologie di GDC. I valori di rendimento ottenuti per il GDC monostadio risultano, per tutti i mesi, superiori se calcolati col Metodo 2 rispetto al Metodo 1. Al contrario, per i GDC modulante e a condensazione, risultano più elevati quelli calcolati col Metodo 1. In quest'ultimo caso i risultati ottenuti vanno contro le aspettative. Infatti dal Metodo 1, più semplificato rispetto al Metodo 2, ci si aspetterebbero risultati più cautelativi e quindi valori di rendimento minori.

Le differenze riscontrate nei valori del rendimento del sottosistema di generazione ottenute coi due Metodi, hanno portato ad analizzare il rapporto tra il rendimento del sottosistema di generazione e il fabbisogno di energia in uscita dal GDC. A tal fine è stata ricavata una relazione che correla il rendimento del sottosistema di generazione, così come definito dalla UNI TS 11300-2, e la variazione del fabbisogno di energia in uscita dal GDC per il riscaldamento dell'edificio per entrambi i modelli di calcolo proposti dalla UNI TS 11300-2 e per tre tipologie di GDC: monostadio, modulante e a condensazione.

L'analisi del rapporto tra il rendimento del sottosistema di generazione e

il fabbisogno di energia in uscita dal GDC è stata estesa a due casi di studio: un appartamento in condominio con riscaldamento autonomo e un condominio con riscaldamento centralizzato, così da valutare anche l'influenza della taglia del GDC. Per ognuno dei casi di studio si sono confrontati i tre diversi tipi di GDC: monostadio, modulante e a condensazione. Dall'analisi dei risultati si è visto come l'andamento del rendimento del sottosistema di generazione al variare del carico termico risulti diverso a seconda di quale Metodo di calcolo venga utilizzato e a seconda della tipologia e della taglia del GDC. Per i GDC di piccola taglia, analizzati per l'appartamento in esame, i valori del rendimento del sottosistema di generazione calcolati col Metodo 1 tendono a diminuire al diminuire del carico, mentre quelli calcolati col Metodo 2 rimangono circa costanti. Per i GDC di media taglia, analizzati per il condominio in esame, i valori del rendimento del sottosistema di generazione tendono a rimanere costanti al diminuire del carico per tutte e tre le tipologie di GDC e per entrambi i Metodi utilizzati.

L'interesse per l'analisi del rapporto che lega il rendimento del sottosistema di generazione al fabbisogno di energia in uscita al GDC è stato motivato anche da aspetti pratici legati a questo tema.

Ad esempio la riduzione del rendimento del sottosistema di generazione al diminuire del carico termico potrebbe compromettere l'efficacia di alcuni interventi di retrofit finalizzati a ridurre il fabbisogno energetico per il riscaldamento. Per comprendere quanto possano essere significative le differenze ottenute con l'applicazione dei due Metodi, a titolo di esempio, è stato analizzato come varia il rendimento del sottosistema di generazione delle diverse tipologie di GDC installate nell'appartamento in esame, qualora questo sia oggetto di un intervento di ristrutturazione energetica che riduca il fabbisogno termico annuale dell'edificio di circa il 60%. I risultati ottenuti hanno evidenziato che la variazione del rendimento del sottosistema di generazione del GDC risulta significativa per il Metodo 1 e trascurabile per il Metodo 2. Ne consegue che, per GDC di piccola taglia le differenze derivanti dall'utilizzo dei due Metodi proposti dalla Specifica Tecnica 11300-2 non sono trascurabili e portano a pesanti implicazioni nelle valutazioni energetiche, come quella portata ad esempio.

Un altro aspetto legato al rapporto tra rendimento del sottosistema di generazione e carico termico dei GDC, riguarda la certificazione energetica degli appartamenti in condomini con riscaldamento centralizzato. Qualora si debba redigere un attestato di certificazione energetica per un singolo appartamento occorre determinare l'indice di prestazione energetica che, per la specifica unità immobiliare, va determinato noti i rendimenti di ogni sottosistema dell'impianto di riscaldamento. In generale i rendimenti dei

sottosistemi di emissione e regolazione sono relativi alla singola unità immobiliare. Il sottosistema di distribuzione può essere distinto in due parti: una comune all'intero edificio e una relativa al singolo appartamento. Il rendimento del sottosistema di generazione è invece unico. Utilizzare il rendimento di generazione comune presuppone che il rendimento del sottosistema di generazione del GDC non sia influenzato dal fabbisogno energetico. Dal caso di studio analizzato si deduce che per calcolare l'indice di prestazione energetica di un appartamento in condominio con impianto centralizzato, nella maggior parte dei casi, è lecito utilizzare il valore di rendimento del GDC comune, in quanto questo non subisce variazioni significative al variare del fabbisogno energetico di un singolo appartamento con entrambi i Metodi proposti dalla UNI TS 11300. Per questo tipo di valutazioni, le differenze ottenute coi due Metodi hanno dunque ripercussioni meno pesanti.

Un riscontro con la letteratura delle differenze nei risultati ottenibili applicando i due Metodi proposti dalla UNI TS 11300-2 non è stato possibile non avendo reperito lavori su questo tema. L'unico riferimento è quello all'interno dello studio "Eco-design Boilers" (Kemma et al. 2007) in cui si afferma che, in generale, i metodi proposti dalle norme per la determinazione delle prestazioni energetiche degli edifici non sono in grado di fornire risultati rappresentativi del comportamento reale di un GDC; tuttavia tra i diversi metodi, quello che più si avvicina è il "Boiler cycling method" della UNI EN 15316-4-1, ossia il Metodo 2 della UNI TS 11300-2. Nello studio di Kemma et al. (2007) si afferma anche che una delle principali criticità di questo metodo, riscontrata anche in questo lavoro, è che richiede molti dati che difficilmente sono reperibili dalle schede tecniche fornite dai costruttori e che di conseguenza vanno presi da tabelle e prospetti. Un'altra criticità evidenziata per il Metodo 2 è che non considera esplicitamente le variazioni in termini di perdite di energia nelle fasi di accensione e spegnimento del bruciatore. Infine nello studio "Eco-design Boilers" (Kemma et al. 2007) si afferma che sia per il Metodo 1 che per il Metodo 2 della UNI TS 11300-2, i valori ottenuti per carichi inferiori al 70% di quello nominale non sono attendibili.

Per comprendere quali risultati, tra quelli ottenuti coi due Metodi, siano più rappresentativi delle prestazioni dei GDC in condizioni effettive di utilizzo, potrebbe essere utile un confronto con risultati di indagini sperimentali. Anche questo confronto presenta delle difficoltà. In primo luogo, in letteratura ci sono pochi risultati sperimentali di questo tipo. Inoltre le prestazioni dei GDC si differenziano notevolmente a seconda del modello, anche a parità di tipologia (ad esempio monostadio, ad aria soffiata), di taglia e di condizioni al contorno. Per questo motivo, anche se si

trovano dati sperimentali ma non sono specificate tutte le caratteristiche del GDC necessarie per l'applicazione dei due Metodi e occorre ricorrere a dati tabulati, il confronto tra i dati sperimentali e quelli ottenuti dall'applicazione dei modelli potrebbe risultare poco significativo.

Considerate le criticità che sussistono nel confronto tra i dati ottenuti coi Metodi della UNI TS 11300 e i dati sperimentali reperibili in letteratura, uno sviluppo futuro di questo lavoro potrebbe essere quello di attivare un'apposita indagine sperimentale. In un'indagine sperimentale in laboratorio sarebbe difficile riprodurre quelle che sono tutte le variabili legate all'interazione del GDC con gli altri sottosistemi dell'impianto, con l'edificio e l'ambiente circostante, conseguentemente i dati ottenibili non sarebbero necessariamente rappresentativi delle prestazioni del GDC nelle condizioni effettive di funzionamento. Tuttavia, un'indagine di questo tipo, se opportunamente impostata, potrebbe permettere di valutare con più precisione quale tra i metodi semplificati proposti dalle norme risulti più accurato e affidabile.

BIBLIOGRAFIA

- Anglesio P., Caruso C., Studio teorico e sperimentale del bilancio energetico delle caldaie per riscaldamento civile, *Atti del Convegno: La determinazione delle prestazioni e dei consumi di combustibile delle caldaie per il riscaldamento*, Milano, 1996.
- Accornero R., Canci F., Metodo armonizzato europeo per il calcolo del rendimento medio stagionale di una caldaia. Criteri per la sostituzione delle caldaie, *Atti del 54° Congresso nazionale ATI*, L'Aquila, 1999.
- Bertagnoli G. C., La condensazione: da fenomeno negativo indesiderato a strumento di risparmio energetico, *Le guide Hermann* n.5, gennaio 2001.
- Bertagnoli G. C., La combustione in caldaia, *Le guide Hermann* n.27, marzo 2009.
- Bertagnoli G. C., La condensazione. I rendimenti veri delle caldaie a condensazione e le problematiche legate all'evacuazione dei fumi, *Le guide Hermann* n.6, maggio 2011.
- Bonne U., Janssen J.E., Nelson L. W., Torborg R. H., Control of overall thermal efficiency of combustion heating system, symposium (international) on Combustion, Volume 16, Issue 1, pp.37-52, 1977.
- Butala V., Munič S., Impact of burner cycle time in liquid fuel pressure burners on thermal efficiency of heating appliances, *Energy*, n.26, pp.299-306, 2001.
- Cavallini A., Mattarolo L., *Termodinamica Applicata*, cleup editore, Padova, 1990.
- Ceccotti L., De Angelis A., Saro O., Le caldaie a condensazione, Influenza della modulazione sull'efficienza energetica, *CDA*, n.1 gennaio 2009.
- Ceccotti L., De Angelis A., Saro O., Le caldaie a condensazione, Confronto fra i metodi di calcolo delle perdite di generazione, *CDA*, n.10 novembre 2009.
- Cocchi A., *Elementi di termofisica generale e applicata*, Progetto Leonardo, Esculapio, 1990.
- Comini G., *Lezioni di termodinamica applicata*, SGEEditoriali, Padova, 1998.
- Corrado V., Paduos S., *La nuova legislazione sull'efficienza energetica degli edifici. Requisiti e metodi di calcolo*, Celid, Torino, 2008.

Bibliografia

- Crommelin R. D., Ham J., The influence of modifications in a central heating system of a dwelling on energy consumption, calculated with a dynamic model, *Energy and building*, n.10, 1987.
- Haller M., Konersmann L., Haberl R., Dröscher. Frank E., Comparison of different approaches for the simulation of boiler using oil, gas pellets or wood chips, *Building simulation 2009*, Eleventh International IBPSA Conference, Glasgow, Scotland, 27-30 luglio 2009.
- Irvine T. F. Jr., Liley P. E., *Steam and gas tables with computer equations*, Academic Press, Inc, Orlando, Florida, 1984.
- Kemma R., van Elburg M., Li W., Holsteijn R., Preparatory Study on Eco-design of CH-Boilers, Task 1-7, Delft, 30 September 2007.
- Koot M. H. M., Schweitzer J., Paulsen O., Boilsim: an operation annual efficiency method for domestic central heating boilers, *International Gas Research Conference*, 1998.
- Lazzarin R., *Le caldaie a condensazione: dalla teoria agli impianti*, PEG, Milano, 1986.
- Lazzarin R.M., Busato F., Minchio F., Talamini F., Magnaguagno R., *Prestazioni delle caldaie a condensazione*, CDA n.7, pp. 26-31, luglio 2006.
- Lazzarin R., *Le caldaie a condensazione nella ristrutturazione di edifici e impianti*, Atti del convegno AICARR, Innovazione tecnologica nella climatizzazione degli edifici nuovi e ristrutturati, Padova, pp. 17-33, giugno 2011.
- Olesen B. W., de Carli M., Calculation of the yearly Energy performance of heating systems based on the European Energy Directive and related CEN standards, *Energy and Buildings*, n.43, pp. 1040-1050, 2011.
- Peeters L., Van der Veken J., Hens H., Helsen L., D'haeseleer W., Control of heating systems in residential buildings: current practice, *Energy and buildings*, n.40, pp. 1446-1455, 2008.
- Progetto Finalizzato Energetica, *Studio sui generatori termici a gas a condensazione*, RF-20, Roma, 1985.
- Progetto Finalizzato Energetica, *Generatori termici a gas a condensazione, Sintesi dei risultati dello studio e della sperimentazione svolti da Italgas*, RF-23, Roma, 1987.
- Rosa L., Tosato R., Experimental Evaluation of seasonal Efficiency of condensing boilers, *Energy and buildings*, n.14, pp. 237-247, 1990.
- Silvestroni P., *Fondamenti di Chimica*, Libreria Eredi Virgilio Veschi, Roma, 1984.
- Socal L., *Le caldaie a condensazione, relazione presentata al convegno ANTA: Impianto di riscaldamento mediante combustione a condensazione*, Bari, 2004.

Schweitzer, Annual efficiency calculation method for domestic boilers, Final Report, SAVE Programme, Contract XVII/4.1031/93-008, 1996.

Riferimenti legislativi e normativi

- Direttiva Consiglio Comunità europee 92/42/CEE. Requisiti di rendimento per le nuove caldaie ad acqua calda alimentate con combustibili liquidi o gassosi. Gazzetta ufficiale delle Comunità europee 22 giugno 1992 n. L 167.
- UNI EN 15316-4-1: 2008. Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell'impianto. Sistemi di generazione per il riscaldamento degli ambienti, sistemi a combustione (caldaie).
- UNI 10389-1: 2009. Generatori di calore. Analisi dei prodotti della combustione e misurazione in opera del rendimento di combustione. Parte 1: Generatori di calore a combustibile liquido e gassoso.
- Specificazione Tecnica UNI TS 11300-1: 2008. Prestazioni energetiche degli edifici. Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale.
- Specificazione Tecnica UNI TS 11300-2: 2008. Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.

SEZIONE 4

ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE:

Le pompe di calore negli impianti di potabilizzazione di acqua di falda^I

	Indice
4.1 Introduzione	202
4.2 Recupero energetico da acque di falda nell'hinterland di Milano	202
4.3 Le pompe di calore ad acqua di falda	203
4.4 Complesso ospedaliero di nuova costruzione	204
4.4.1 Centrale idrica	205
4.4.2 Produzione di ACS	205
4.5 Fabbisogno termico di acqua calda sanitaria	207
4.5.1 Fabbisogno di progetto medio giornaliero e annuale di ACS	207
4.5.2 Fabbisogno di progetto nelle ore di punta	207
4.5.3 Verifica dei fabbisogni energetici	208
4.6 Dimensionamento dell'impianto	208
4.6.1 Dimensionamento del generatore di calore	208
4.6.2 Dimensionamento dell'impianto solare termico	211
4.6.3 Dimensionamento della pompa di calore	211
4.7 Schema dell'impianto di preriscaldamento dell'ACS	213
4.8 Valutazioni energetiche	218
4.8.1 Copertura del fabbisogno di energia primaria con fonti rinnovabili	218
4.8.2 Confronto tra i diversi regimi di funzionamento della PDC	220
4.9 Riflessioni conclusive	224
4.10 Riferimenti bibliografici	224

^I Nota: I contenuti di questa Sezione sono tratti dalla memoria: *Le pompe di calore negli impianti di potabilizzazione di acqua di falda*, degli autori A. Mattarelli e S. Piva, citata nei Riferimenti Bibliografici.

SEZIONE 4 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

4.1 INTRODUZIONE

Per soddisfare i requisiti sempre più severi in materia di efficienza energetica e di riduzione delle emissioni climalteranti, oltre a una corretta progettazione integrata del sistema edificio-impianto, finalizzata alla riduzione dei consumi di energia termica e primaria per la climatizzazione invernale, estiva e per la produzione di Acqua Calda Sanitaria (ACS), un ruolo fondamentale spetta alle fonti di energia rinnovabile.

La Direttiva 2009/28/CE, recepita dal D.Lgs. n.28 del 3 marzo 2011, ha incluso tra le fonti rinnovabili l'energia aereotermica, geotermica e idrotermica sfruttata dalle Pompe Di Calore (PDC), a condizione che l'energia prodotta ecceda in maniera significativa l'energia primaria assorbita. Considerato che l'energia sfruttata dalle PDC è da considerarsi come rinnovabile e non concorre alla definizione del fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione ambientale o per la produzione di ACS, questo intervento legislativo rilancia la PDC quale ausilio all'impiego di fonti rinnovabili per il soddisfacimento delle richieste energetiche degli edifici.

Tra le diverse tipologie di PDC disponibili, ci si sofferma su una soluzione di impianto con PDC ad acqua di falda. L'impiego dell'acqua di falda come sorgente di calore a bassa temperatura, rispetto ad altre fonti come l'aria o la geotermia, è più limitato a causa dei complessi iter burocratici e autorizzativi necessari ai prelievi. Diversa è la situazione nell'hinterland di Milano dove l'esigenza di controllare l'elevato livello della falda rende disponibili grandi quantità di acqua di cui è promosso lo sfruttamento per diversi scopi. L'impiego dell'acqua di falda come serbatoio di calore per alimentare sistemi a PDC, costituisce un esempio di sfruttamento di questa risorsa a scopi energetici.

In questa sede si analizza l'impianto per la produzione di ACS al servizio di un complesso ospedaliero della provincia di Milano. L'impianto è composto da un GDC a gas, un impianto solare termico e una PDC che sfrutta, come sorgente fredda, l'acqua di falda destinata ad usi tecnici per preriscaldare l'acqua sanitaria proveniente dall'impianto di potabilizzazione. La PDC viene utilizzata anche come macchina frigorifera per fare fronte ai picchi di fabbisogno termico per il raffrescamento. Tale funzionamento può essere ottenuto con due soluzioni impiantistiche differenti, che prevedono l'utilizzo di una macchina invertibile e di una a recupero totale.

4.2 RECUPERO ENERGETICO DA ACQUE DI FALDA NELL'HINTERLAND DI MILANO

Dai primi anni novanta tutta l'area milanese è stata interessata da un

progressivo fenomeno di risalita dei livelli piezometrici dell'acquifero superficiale. Tale fenomeno è causato da un crescente deficit del bilancio idrogeologico, conseguenza della drastica diminuzione (o cessazione) dei prelievi idrici dai pozzi, specie ad uso produttivo, ubicati nei principali poli industriali di Milano e dei comuni confinanti. La dismissione industriale ha comportato infatti una riduzione dei prelievi, stimata intorno ai $150 \cdot 10^6$ m³/anno, che ha portato a un rapido incremento dei livelli di falda che arrivano ora a raggiungere livelli paragonabili a quelli della metà degli anni '60 (Rosti et al. 2000).

L'innalzamento del livello di falda in alcune zone della città e del suo hinterland ha innescato una serie di danni a numerose strutture interrato di interesse pubblico o di proprietà privata (allagamenti, infiltrazioni, perdite di volumetrie utili, messa fuori uso di centrali e reti tecnologiche, durabilità del calcestruzzo). A fronte di questi problemi sono stati verificati e valutati gli aspetti ambientali, tecnici, economici e giuridici per l'utilizzo delle acque di prima falda a scopo energetico, attraverso l'impiego di PDC per il riscaldamento o il raffrescamento di edifici (Cassitto et al.1999).

L'esigenza di controllare il livello della falda rende disponibili grandi quantità di acqua che, estratte con adeguate stazioni di pompaggio e prima di essere avviate nei corsi d'acqua superficiali o di essere utilizzate per usi tecnici o potabilizzate, possono costituire fonti di calore a bassa temperatura per alimentare sistemi a PDC. Queste ultime consentono un risparmio energetico particolarmente elevato rispetto ai sistemi tradizionali, con conseguenti benefici in termini ambientali e sotto il profilo economico (riduzione dei consumi di energia primaria, minori emissioni in atmosfera, riduzione dei costi di gestione).

4.3 LE POMPE DI CALORE AD ACQUA DI FALDA

Le PDC ad acqua di falda, dette del tipo acqua-acqua, utilizzano l'acqua di falda come sorgente di calore a bassa temperatura e producono acqua calda per le utenze termiche.

L'impiego dell'acqua di falda come sorgente fredda per la PDC è più favorevole rispetto all'aria sia per la maggiore semplicità dell'impianto sia per la maggiore efficienza di scambio termico. Inoltre molto spesso nelle aree interessate da climi rigidi, come Milano, la temperatura dell'acqua di falda è superiore a quella dell'aria e si mantiene costante durante l'arco dell'anno.

Le PDC acqua-acqua possono essere reversibili, ossia funzionare da PDC per il riscaldamento degli ambienti e da gruppo frigorifero per il

SEZIONE 4 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

condizionamento degli stessi. L'inversione del ciclo di funzionamento si effettua senza alcun intervento sul ciclo frigorifero: il passaggio da un regime all'altro è ottenuto deviando i flussi d'acqua dall'evaporatore al condensatore e viceversa. Ciascuno dei due scambiatori mantiene inalterate le proprie funzioni indipendentemente dal regime operativo della macchina.

Gli schemi impiantistici per l'utilizzo dell'acqua di falda come sorgente fredda delle PDC possono essere di diverse tipologie : utilizzo diretto, loop intermedio, vasca polmone (Cassitto et al. 1999).

Utilizzo diretto: le acque emunte dal sottosuolo vanno direttamente all'evaporatore della PDC per essere restituite, in genere, al sistema delle acque di superficie. Si tratta della soluzione preferibile dal punto di vista tecnico-economico poiché è la più semplice e meno costosa e permette di utilizzare l'intero salto termico disponibile. Nel caso in cui le acque sotterranee contengano sostanze corrosive, corpi solidi in sospensione o elementi comunque dannosi all'ambiente o alle superfici di scambio dell'evaporatore, occorre prevedere l'impiego di configurazioni e/o materiali speciali (scambiatori di calore a piastre, superfici di scambio in acciaio inox). Risulta comunque preferibile che l'acqua emunta dalla falda venga filtrata prima di entrare nella PDC; il filtro deve impedire l'ingresso di eventuali sostanze solide in sospensione, come ad esempio la sabbia.

Loop intermedio: questo schema impiantistico è caratterizzato da un circuito intermedio che separa la PDC dalla sorgente a bassa temperatura. L'assenza di superfici di scambio tra acqua di falda e refrigerante consente di proteggere l'evaporatore dall'eventuale presenza di sostanze dannose nell'acqua, che ne comprometterebbero l'utilizzo e la durabilità. Necessariamente la presenza del circuito intermedio riduce il salto termico disponibile dell'acqua di falda. Questa soluzione è preferibile qualora si volesse reimmettere l'acqua in falda dopo il passaggio nell'impianto.

Vasca polmone: in questa soluzione impiantistica viene posta una vasca di accumulo tra il circuito dell'acqua della falda e la PDC. Conseguentemente l'acqua emunta dalla falda viene accumulata nella vasca d'accumulo e dalla vasca d'accumulo viene inviata all'evaporatore della PDC. Il principale vantaggio di questa soluzione è che permette di sfruttare interamente il salto termico disponibile all'acqua di falda. Per contro il sistema è più ingombrante e costoso.

4.4 COMPLESSO OSPEDALIERO DI NUOVA COSTRUZIONE

L'edificio oggetto di studio consiste in un complesso ospedaliero sito

nell'hinterland di Milano. L'ospedale, di nuova costruzione, ospita 500 posti letto. In questa sede si analizza l'impianto per la produzione di ACS.

La produzione di ACS deve avvenire in modo da garantire che almeno il 50% del fabbisogno di energia primaria provenga da fonti rinnovabili; a tal fine l'impianto prevede un generatore di calore a gas di tipo tradizionale e un impianto per la produzione da fonti rinnovabili, composto da una sezione di pannelli solari termici e da una PDC ad acqua di falda.

4.4.1 Centrale idrica

L'acqua per i consumi ordinari del complesso ospedaliero è attinta da due pozzi esistenti. Essi hanno una portata massima di captazione di 72 m³/h l'uno, mentre la portata di emungimento effettiva risulta essere di circa 21 m³/h. L'acqua di pozzo si mantiene alla temperatura di 14°C, praticamente costante durante l'arco dell'anno. L'acqua di pozzo grezza viene accumulata in due vasche in calcestruzzo con tubazioni di presa dedicate.

La centrale idrica comprende una stazione di pompaggio dell'acqua "grezza" accumulata nelle cisterne, composta di tre gruppi distinti, che provvedono:

- ad alimentare la rete delle acque potabili;
- ad alimentare la rete delle acque per usi tecnici (impianti tecnologici, cassette di scarico WC, irrigazione, ecc.);
- a caricare la riserva antincendio.

Per il complesso ospedaliero il consumo medio di acqua potabile stimato è di 250 m³/giorno, così come quello per usi tecnici. La portata di emungimento di uno dei due pozzi è dunque sufficiente per coprire il fabbisogno medio giornaliero di acqua potabile e per usi tecnici. Le due vasche di accumulo sono della capacità di 300 m³ cadauna; l'acqua per usi potabili viene prelevata da una vasca, quella per usi tecnici dall'altra.

4.4.2 Produzione di acqua calda sanitaria

La distribuzione ai reparti dell'ACS viene effettuata ad alta temperatura (70°C) per prevenire la proliferazione di colonie di legionella pneumophila (AICARR 2001). La riduzione della temperatura al valore di erogazione finale avviene direttamente nelle cassette di distribuzione nei locali WC mediante appositi miscelatori antiscottatura.

In ottemperanza alle norme sul risparmio energetico di Regione Lombardia (D.G.R. 8/8745), la produzione di ACS deve essere tale da garantire che almeno il 50% del fabbisogno di energia primaria provenga da fonti rinnovabili. Come rappresentato nello schema funzionale di Fig.1, il riscaldamento dell'acqua sanitaria viene effettuato, quando possibile,

SEZIONE 4 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

secondo la seguente sequenza:

- preriscaldamento dell'acqua sanitaria mediante PDC alimentata da acqua di falda (da 12°C a 35°C);
- riscaldamento mediante impianto solare termico (la temperatura di uscita varia stagionalmente: circa 60°C nella stagione estiva, 40-45°C in inverno o nelle giornate con scarsa insolazione delle stagioni intermedie);
- ulteriore riscaldamento fino alla temperatura di accumulo di progetto di 70°C mediante generatore di calore a gas naturale.

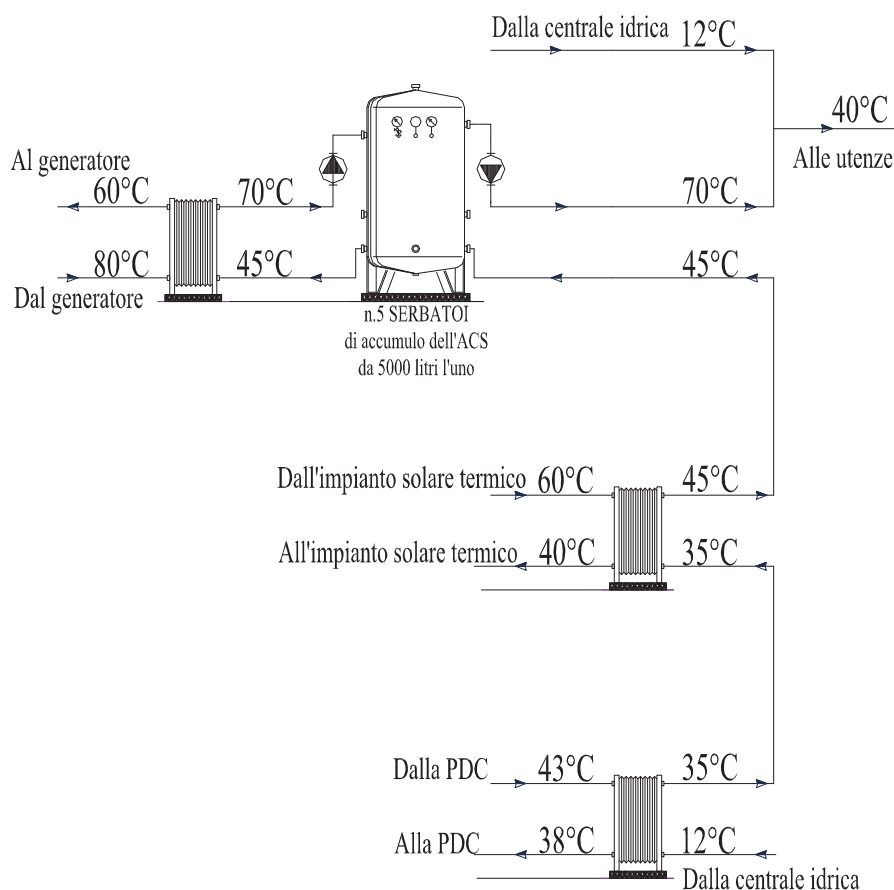


Figura 1 – Schema dell'impianto di riscaldamento dell'acqua calda sanitaria.

4.5 FABBISOGNO TERMICO DI ACQUA CALDA SANITARIA

Per la valutazione dei fabbisogni di ACS occorre distinguere due diverse fasi: il progetto dell'impianto e la verifica energetica.

Per i fabbisogni di progetto si analizzano le condizioni più severe di utilizzo, basandosi su valori forniti da manuali di progettazione e/o acquisiti grazie all'esperienza.

La verifica energetica viene effettuata invece su modelli standard di utilizzo, ricavabili dalle disposizioni vigenti, nazionali o regionali, in modo da uniformare e rendere confrontabili i risultati.

4.5.1 Fabbisogno di progetto medio giornaliero e annuale di acqua calda sanitaria

A livello progettuale, il fabbisogno medio giornaliero di ACS a 40°C è assunto pari a 150 l/giorno per posto letto, così come indicato dalla norma UNI 9182:2008. Considerando che il complesso ospedaliero ospita 500 posti letto, il fabbisogno medio giornaliero di ACS a 40°C risulta essere di 75 m³/giorno.

Per il calcolo del fabbisogno di energia termica per la produzione di ACS si è dunque considerata una portata di 75 m³/giorno alla temperatura di erogazione di 40°C e una temperatura dell'acqua fredda di ingresso pari a 12°C nei mesi tra marzo e settembre, e pari a 8°C nei mesi tra ottobre e febbraio. I valori di temperatura dell'acqua fredda di ingresso sono quelli indicati dalla procedura di calcolo di Regione Lombardia (D.D.G. n. 5796) in quanto la norma UNI 9182:2008 non fornisce valori di riferimento da utilizzare.

Il fabbisogno termico annuo per produrre l'intero volume di acqua risulta essere di 943 MWh/anno.

4.5.2 Fabbisogno di progetto nelle ore di punta

Per il complesso ospedaliero si ipotizza che il consumo massimo di acqua calda si verifichi al mattino per una durata di 2 h.

La portata massima contemporanea di ACS a 40°C nelle 2 h di punta è stata determinata col metodo delle unità di carico (UNI 9182:2008).

Le unità di carico per l'acqua calda di una combinazione bagno per ospedale (vasca o doccia, lavabo, bidet) risultano essere 3. Ospitando il complesso ospedaliero 250 bagni, le unità di carico complessive risultano 750; a tali unità corrisponde una portata massima contemporanea di 11 l/s (39.6 m³/h) a 40°C.

Se si considera che la portata massima contemporanea di 11 l/s a 40°C si ottiene dalla miscelazione di acqua fredda proveniente dalla centrale

SEZIONE 4 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

idrica a 12°C e di acqua calda prodotta dall'impianto a 70°C, le portate di acqua fredda e calda risultano rispettivamente pari a 5.7 l/s (20.5 m³/h) a 12°C e a 5.3 l/s (19.1m³/h) a 70°C.

4.5.3 Verifica dei fabbisogni energetici

A livello di verifica energetica, la procedura di calcolo di Regione Lombardia (D.D.G. n. 5796), così come la specifica tecnica UNI TS 11300-2, considerano un consumo giornaliero di ACS per strutture ospedaliere pari a 90 l/giorno per posto letto a 40°C.

In questo caso il volume complessivo giornaliero necessario risulta pari a 45 m³/giorno a 40°C, ovvero inferiore rispetto a quello di progetto pari a 75 m³/giorno a 40°C, calcolato secondo la UNI 9182:2008 che prevede un consumo giornaliero di 150 l/giorno per posto letto.

Per il calcolo del fabbisogno di energia termica, così come è indicato dalla procedura di calcolo di Regione Lombardia (D.D.G. n. 5796), si è considerata una temperatura di erogazione dell'acqua sanitaria pari a 40°C e dell'acqua fredda pari a 12°C, nei mesi tra marzo e settembre, e a 8°C nei mesi tra ottobre e febbraio. Il fabbisogno termico annuo per scaldare l'intero volume di acqua è di 566 MWh/anno.

Se si considera un volume di ACS di 90 l/giorno per posto letto, al volume complessivo giornaliero di acqua sanitaria di 45 m³/giorno a 40°C, corrispondono 21.7 m³/giorno a 70°C nei mesi tra marzo e settembre e 23.2 m³/giorno nei mesi tra ottobre e febbraio.

I fabbisogni termici mensili sono dati dall'energia necessaria per scaldare l'intero volume di acqua fino alla temperatura di 70°C. Tali fabbisogni vengono coperti dalla PDC, dal solare termico e dal generatore di calore. Il contributo energetico dovuto al preriscaldamento con PDC è stato calcolato come l'energia necessaria per scaldare l'intero volume di acqua fino a 35°C. Il contributo energetico dovuto all'impianto solare termico è stato calcolato seguendo la procedura di calcolo di regione Lombardia (D.D.G. n. 5796) in funzione dei dati climatici e dei dati tecnici dell'impianto solare. Infine il fabbisogno di energia coperto dal generatore di calore a gas di tipo tradizionale è stato ottenuto come differenza tra il fabbisogno termico mensile e i contributi dati dall'impianto solare termico e la PDC.

I risultati sono riportati in Fig. 2.

4.6 DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO

4.6.1 Dimensionamento del generatore di calore

Ai fini del dimensionamento del generatore di calore, si considera che

ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE SEZIONE 4

l'acqua proveniente dalla centrale idrica alla temperatura di 12°C, non venga preriscaldata dalla PDC e dall'impianto solare termico, ma che debba essere intermente riscaldata dal generatore di calore. Questa scelta progettuale permette sia di ottenere una riserva di potenza per il generatore di calore, sia di garantire il totale riscaldamento dell'ACS in caso di malfunzionamento della PDC e dell'impianto solare termico. Lo schema di riferimento per il dimensionamento del GDC è riportato in Fig. 3.

Per il dimensionamento del generatore di calore si è seguito il procedimento proposto da Gallizio (1964). Secondo tale procedimento l'impianto deve essere dimensionato in modo da soddisfare due diverse condizioni.

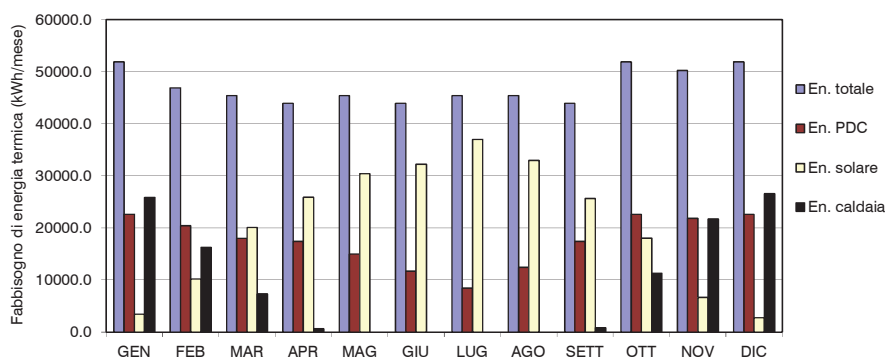


Figura 2 – Fabbisogni e copertura dell'energia termica mensile per l'acqua calda sanitaria.

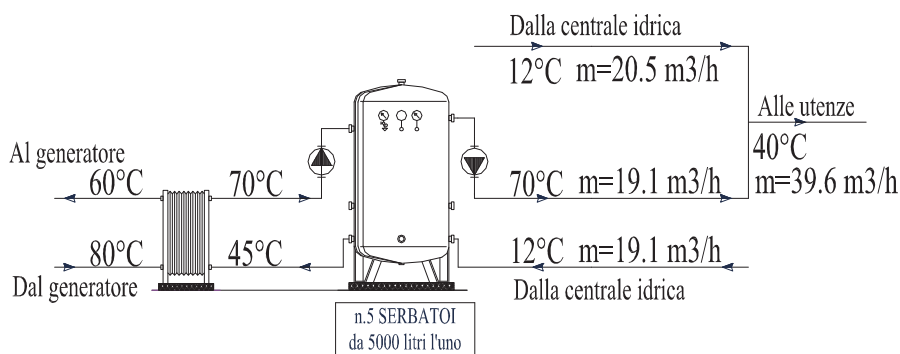


Figura 3 – Schema dell'impianto per il dimensionamento del GDC.

SEZIONE 4 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

La prima è che la potenza del generatore di calore deve essere tale da riscaldare l'acqua nel serbatoio da 12°C a 70°C nelle 2 ore di preriscaldamento (Eq.(1)).

La seconda è che la potenza del generatore di calore deve garantire che l'energia trasmessa all'acqua durante le 2 ore di preriscaldamento e le 2 ore di punta sia pari alla somma dell'energia, E, necessaria per scaldare la portata massima contemporanea proveniente dalla centrale idrica (19.1 m³/h) da 12°C a 70°C nelle 2 ore di punta e dell'energia da fornire all'acqua accumulata nel serbatoio per portarla da 12°C alla temperatura minima richiesta dopo il periodo di punta, pari a 40°C (Eq.(2)).

Si ottiene così il seguente sistema di equazioni lineari:

$$P_{\text{gen}} t_{\text{pre}} = \rho V_s c_p (T_1 - T_0) \quad (1)$$

$$P_{\text{gen}} (t_{\text{pre}} + t_{\text{pun}}) = E + \rho V_s c_p (T_2 - T_0) \quad (2)$$

dove:

- P_{gen} è la potenza del generatore di calore, kW;
- t_{pre} è il periodo di preriscaldamento, h;
- t_{pun} è il periodo di punta, h;
- ρ è la densità dell'acqua, kg/m³;
- c_p è il calore specifico dell'acqua, kWh/kgK;
- V_s è il volume di accumulo, m³;
- T_0 è la temperatura dell'acqua fredda che alimenta l'impianto, °C;
- T_1 è la temperatura massima prodotta dal generatore di calore, °C;
- T_2 è la temperatura minima dell'acqua nell'accumulo dopo t_{pun} , °C;
- E è l'energia necessaria per scaldare la portata di acqua massima contemporanea proveniente dalla centrale, idrica da 12°C a 70°C in t_{pun} , kWh.

I dati di progetto assumono i seguenti valori: $t_{\text{pre}}=2$ h, $t_{\text{pun}}=2$ h, $\rho=1000$ kg/m³, $c_p = 1.162 \cdot 10^{-3}$ kWh/kgK, $T_0 = 12^\circ\text{C}$, $T_1 = 70^\circ\text{C}$, $T_2 = 40^\circ\text{C}$, $E=2578$ kWh.

Risolviendo il sistema di equazioni nelle incognite P_{gen} e V_s si ottiene che è necessaria una potenza del generatore di calore di 849.7 kW, mentre il volume di accumulo deve essere almeno di 25.2 m³. La taglia del generatore di calore scelto è di 1 MW, con 5 serbatoi inerziali in acciaio della capacità di 5 m³ l'uno.

Per il dimensionamento del generatore di calore la normativa UNI 9182 prevede lo stesso procedimento del Gallizio (1964) con un'unica differenza, data dalla temperatura dell'acqua del serbatoio dopo le due ore di punta che, secondo la norma, non deve assumere un valore minimo ma può

essere uguale a quella dell'acqua fredda che alimenta l'impianto ($T_2=T_0$), per cui l'Eq.(2) diventa:

$$P_{\text{gen}}(t_{\text{pre}} + t_{\text{pun}}) = E \quad (3)$$

Se si seguisse il procedimento della UNI 9182 risulterebbero necessari una potenza del generatore di calore di 645 kW e un volume dei serbatoi di 19.1 m³.

4.6.2 Dimensionamento dell'impianto solare termico

L'impianto solare termico è stato dimensionato considerando collettori di tipo piano di area pari a 2.32 m², rendimento medio annuo di 0.7, orientati a Sud e inclinati di 30°.

Si è scelto di coprire con l'impianto solare il 30% dell'energia primaria annuale per la produzione di ACS. Dal dimensionamento di massima risulta che i pannelli solari necessari sono 160. Si anticipa che tale superficie è risultata sufficiente a garantire la quota di energia primaria da fonte rinnovabile, come verificato in sede di valutazioni energetiche (vedi Par. 4.8).

4.6.3 Dimensionamento della pompa di calore

L'impianto di preriscaldamento a PDC viene gestito in modo differente nella stagione invernale e in quella estiva.

Ai fini del dimensionamento della PDC si fa riferimento al funzionamento della PDC nella stagione invernale (detto funzionamento base) il cui schema è raffigurato in Fig. 4.

Secondo questo schema, l'acqua di falda, prelevata dai pozzi di emungimento a 14°C, si raffredda in uno scambiatore di calore fino a 7°C e viene accumulata nella cisterna dell'acqua per usi tecnici. Dall'altro lato dello scambiatore l'acqua esce a 10°C, scambia calore all'evaporatore della PDC e ritorna allo scambiatore a 5°C. Dal condensatore della PDC, l'acqua esce a 43°C e viene accumulata nei serbatoi. I serbatoi sono dotati di scambiatori a piastre per il preriscaldamento dell'acqua sanitaria. L'acqua dai serbatoi di accumulo ritorna al condensatore della PDC a 38°C. Infine, l'acqua proveniente dalla centrale idrica e destinata a usi sanitari entra negli scambiatori di calore accoppiati ai serbatoi, a 12°C e viene preriscaldata fino a 35°C.

Per il dimensionamento della PDC si è considerato che la portata di acqua massima contemporanea, pari a 19.1 m³/h, deve essere riscaldata dalla PDC nelle due ore di punta da 12°C fino a 35°C e da 35°C fino a 70°C dal generatore di calore e dall'impianto solare termico.

SEZIONE 4 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

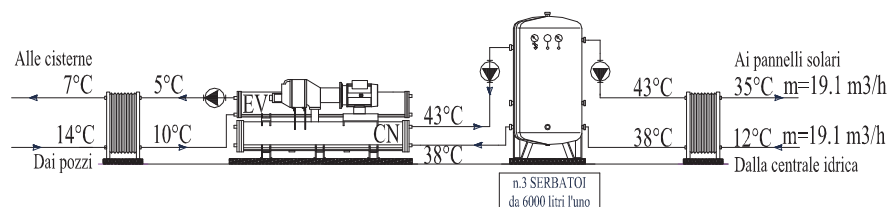


Figura 4 – Schema dell'impianto per il dimensionamento della PDC in "funzionamento base".

A differenza del dimensionamento del generatore di calore, per la PDC si è considerata una durata del periodo di preriscaldamento di 3 h, così da ridurre il volume dei serbatoi di accumulo. Per determinare la potenza della PDC è stato seguito il procedimento proposto dalla UNI 9182, risolvendo il sistema delle Eqq. (1) e (3).

Per l'Eq. (1) la potenza termica della PDC deve essere tale da riscaldare l'acqua nel serbatoio da 12°C a 43°C nelle 3 h di preriscaldamento.

Per l'Eq. (3) l'energia ceduta dalla PDC all'acqua durante le 3 h di preriscaldamento e le 2 h di punta deve essere pari all'energia necessaria per scaldare la portata di acqua proveniente dalla centrale idrica, 19.1 m³/h, da 12°C a 35°C nelle 2 h di punta. Rispetto al dimensionamento del generatore di calore, in questo caso si considera che alla fine delle 2 h di punta la temperatura dell'acqua nei serbatoi sia di nuovo di 12°C ($T_2 = T_0 = 12^\circ\text{C}$).

Si ottiene così il seguente sistema di equazioni lineari:

$$P_{\text{PDC}} t_{\text{pre}} = \rho V_s c_p (T_1 - T_0) \quad (4)$$

$$P_{\text{PDC}} (t_{\text{pre}} + t_{\text{pun}}) = E \quad (5)$$

dove:

- P_{PDC} è la potenza della PDC, kW;
- t_{pre} è il periodo di preriscaldamento, h;
- t_{pun} è il periodo di punta, h;
- ρ è la densità dell'acqua, kg/m³;
- c_p è il calore specifico dell'acqua, kWh/kgK;
- V_s è il volume di accumulo, m³;
- T_0 è la temperatura dell'acqua fredda che alimenta l'impianto, °C;
- T_1 è la temperatura massima prodotta dalla PDC, °C;
- E è l'energia necessaria per scaldare la portata di acqua proveniente dalla centrale idrica da 12°C a 35°C in t_{pun} , kWh.

ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE SEZIONE 4

I dati di progetto assumono i seguenti valori: $t_{pre}=3$ h, $t_{pun}=2$ h, $\rho=1000$ kg/m³, $c_p = 1.162 \cdot 10^{-3}$ kWh/kgK, $T_0 = 12^\circ\text{C}$, $T_1 = 43^\circ\text{C}$, $E=1022$ kWh.

Affinché tali equazioni siano soddisfatte occorre che la potenza della PDC sia di 205 kW, mentre il volume di accumulo deve essere di almeno 17 m³. Per garantire l'accumulo si è scelto di installare 3 serbatoi inerziali in acciaio di capacità di 6 m³ cadauno.

La PDC scelta ha una potenza termica di 211 kW e un COP di 5.32 nelle condizioni nominali di riferimento previste dalla D.G.R. n. 8/8745, ovvero temperatura di ingresso all'evaporatore 10°C, e di uscita dal condensatore 35°C.

La PDC utilizzata è del tipo acqua-acqua con compressore a vite, semiermetico, ad alta efficienza. La modulazione della potenza frigorifera, continua dal 40 al 100%, viene ottenuta mediante valvola a cassetto. Gli scambiatori del condensatore e dell'evaporatore sono del tipo a piastre. Il sistema di espansione è costituito da una valvola termostatica.

4.7 SCHEMA DELL'IMPIANTO DI PRERISCALDAMENTO DELL'ACQUA CALDA SANITARIA

L'impianto di preriscaldamento a PDC, che fa parte di un sistema impiantistico più complesso, viene gestito in modo differente nella stagione invernale e in quella estiva. In Fig. 5 sono riportati gli schemi funzionali dell'impianto nelle diverse configurazioni.

Nella stagione invernale (funzionamento base, Fig. 5 (a)) la PDC preleva calore dall'acqua di pozzo per cederlo all'ACS preriscaldandola da 12°C a 35°C. L'impianto, rappresentato schematicamente in Fig. 5 (a) e in maniera più dettagliata in Fig. 6, è del tipo a "Loop intermedio"; vi si distinguono i seguenti circuiti :

-Circuito "pozzi": l'acqua di falda, prelevata dai pozzi di emungimento a 14°C, si raffredda in uno scambiatore di calore fino a 7°C e viene accumulata nella cisterna dell'acqua per usi tecnici. La portata di acqua del circuito "pozzi" è pari a 20.7 m³/h.

-Circuito "intermedio": l'acqua del circuito intermedio esce dallo scambiatore posto tra i pozzi e la PDC a 10°C, scambia calore all'evaporatore della PDC e ritorna allo scambiatore a 5°C. La portata di acqua del circuito "intermedio" è pari a 28.9 m³/h.

-Circuito "serbatoi": l'acqua esce dal condensatore a 43°C e viene accumulata nei 3 serbatoi da 6 m³ l'uno. I serbatoi sono dotati di scambiatori a piastre per il preriscaldamento dell'acqua sanitaria. L'acqua

SEZIONE 4 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

dai serbatoi di accumulo ritorna al condensatore della PDC a 38°C. La portata di acqua del circuito "serbatoi" è di 37.0 m³/h.

-Circuito "centrale idrica": l'acqua proveniente dalla centrale idrica e destinata a usi sanitari entra negli scambiatori di calore accoppiati ai serbatoi, a 12°C ed esce a 35°C. La portata complessiva è pari a 19.1 m³/h. L'acqua così preriscaldata viene mandata ai pannelli solari.

Nella stagione estiva la PDC può lavorare con due diverse modalità: funzionamento base, uguale a quello del periodo invernale, e funzionamento a freddo. Il funzionamento a freddo è stato previsto per far fronte a eventuali picchi di fabbisogno di raffrescamento degli ambienti interni. Piuttosto che prevedere un'ulteriore macchina frigorifera destinata a lavorare solo poche ore durante l'anno, può risultare conveniente utilizzare la PDC come macchina frigorifera per coprire i picchi di fabbisogno termico per il raffrescamento (peak-shaving). Il funzionamento a freddo può essere ottenuto con due soluzioni impiantistiche differenti: una PDC invertibile oppure una PDC a recupero totale.

PDC invertibile (Fig. 5 (b)). La PDC invertibile consente di ottenere la commutazione da funzionamento a caldo a funzionamento a freddo agendo sul circuito idraulico. La PDC invertibile nel funzionamento a freddo preleva calore dall'acqua destinata al collettore delle UTA portandola da 13°C a 8°C. Tale calore viene ceduto all'acqua di pozzo, destinata ad usi sanitari, accumulata in una delle due cisterne. La PDC commuta il funzionamento da caldo a freddo solo nelle ore in cui si verificano i picchi di fabbisogno termico per il raffrescamento; nelle restanti ore del giorno, in particolare nelle ore di punta, continua a preriscaldare l'ACS in funzionamento a freddo (base). Lo schema dell'impianto in funzionamento a freddo con PDC invertibile è riportato in Fig. 5 (b). Si distinguono i seguenti circuiti:

-Circuito "UTA": l'acqua proveniente dal collettore delle UTA entra nell'evaporatore della PDC alla temperatura di 13°C e si raffredda fino a 8°C. La portata di acqua del circuito "UTA" è pari a 38.7 m³/h.

-Circuito "intermedio": l'acqua del circuito intermedio esce dallo scambiatore a 30°C, scambia calore al condensatore della PDC e ritorna allo scambiatore alla temperatura di 25°C. La portata di acqua del circuito "intermedio" è pari a 45 m³/h.

-Circuito "pozzi": l'acqua di falda, prelevata dai pozzi di emungimento a 14°C, si riscalda in uno scambiatore di calore fino a 24°C e viene accumulata nella cisterna di accumulo dell'acqua sanitaria. La portata di acqua del circuito "pozzi" è pari a 21m³/h.

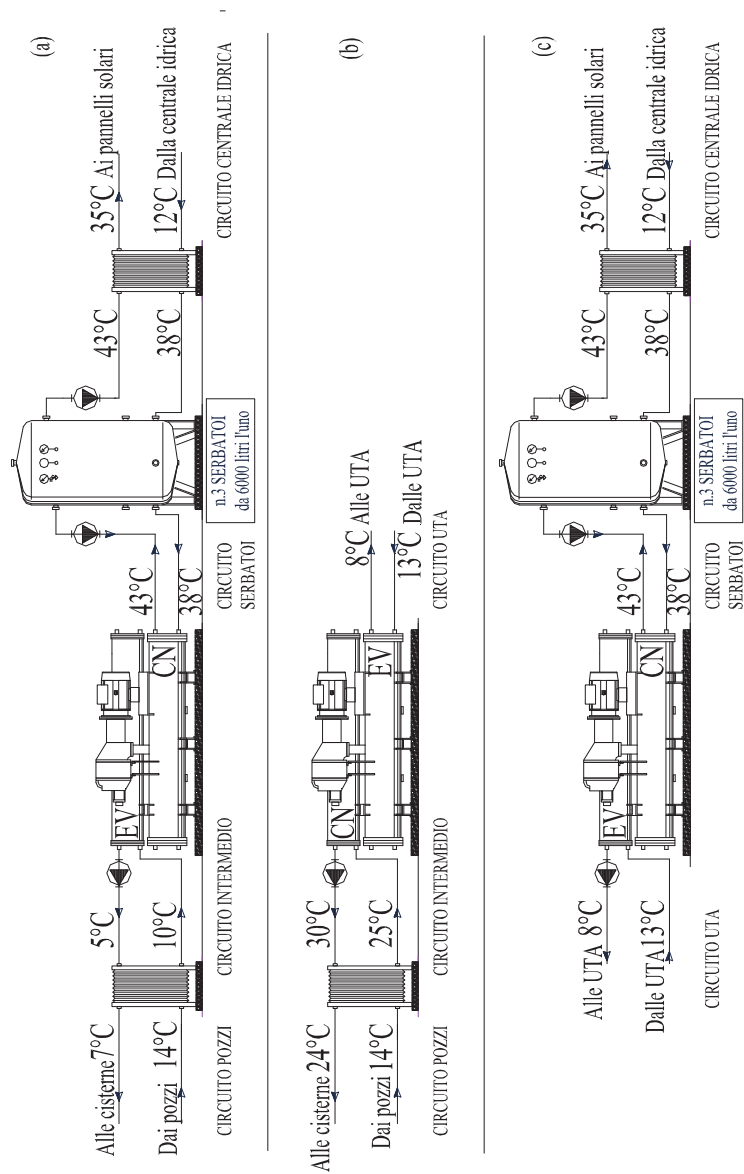


Figura 5 – Schema dell'impianto di preriscaldamento dell'acqua calda sanitaria: (a) funzionamento base; (b) funzionamento estivo con PDC invertibile; (c) funzionamento estivo con PDC a recupero totale.

SEZIONE 4 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

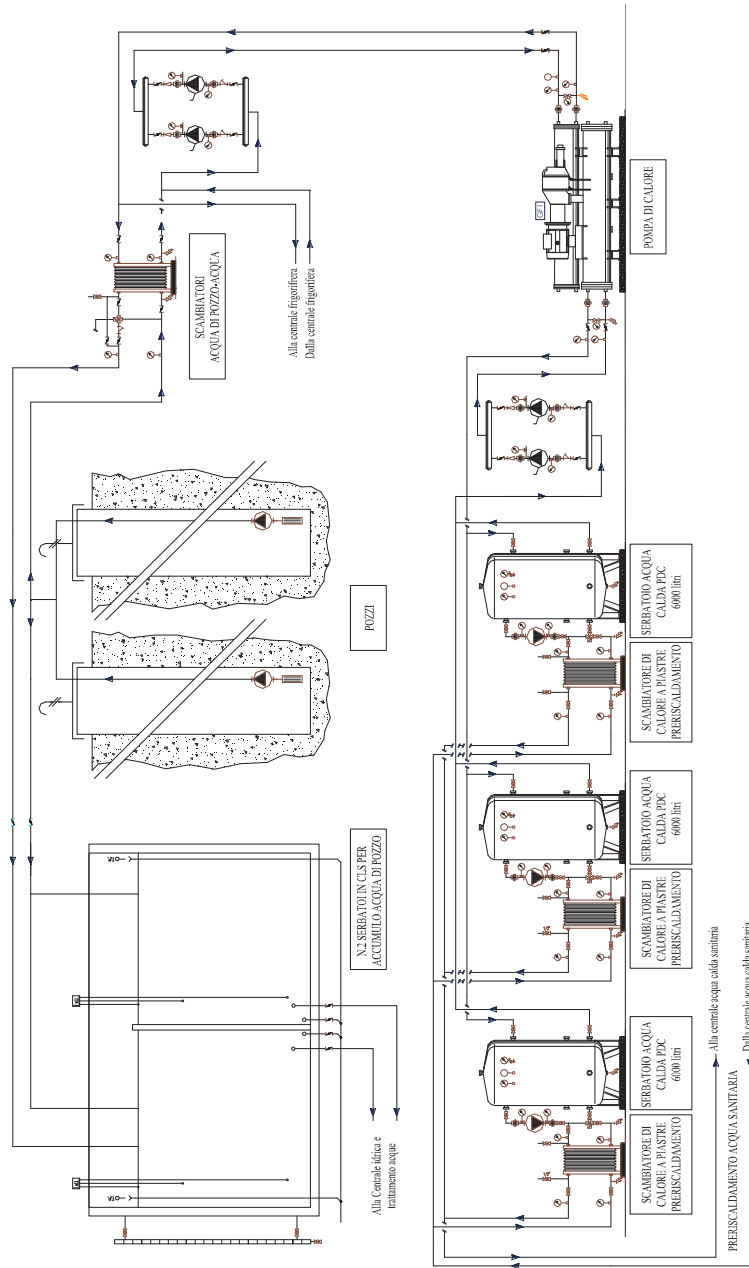


Figura 6 – Schema del preriscaldamento dell'ACS con PDC.

Quando la PDC lavora in funzionamento a freddo, l'acqua destinata a usi sanitari, accumulata nella cisterna a 14°C, non viene preriscaldata dal condensatore della PDC fino a 35°C come nel funzionamento base. Riceve comunque un primo preriscaldamento miscelandosi con l'acqua di ritorno dallo scambiatore alla temperatura di 24°C.

L'ingresso dell'acqua all'impianto solare termico a una temperatura inferiore ai 35° del funzionamento base può risultare conveniente se si considera che la PDC funziona da frigorifero quando l'irraggiamento solare è elevato e aumenta la quantità di calore ceduta al fluido nei pannelli solari. Inoltre l'elevato irraggiamento solare può provocare pericolo di stagnazione, pericolo limitato con il ritorno dell'acqua ai pannelli a temperatura più bassa.

PDC a recupero totale. Il funzionamento a PDC con recupero totale prevede che oltre a preriscaldare l'acqua sanitaria, la PDC contribuisca a produrre contemporaneamente acqua refrigerata destinata alla centrale frigorifera. In tal caso la sorgente fredda non è costituita dall'acqua di pozzo ma dall'acqua proveniente dal collettore delle UTA. La PDC sul lato evaporatore raffredda l'acqua proveniente dal collettore delle UTA e sul lato condensatore preriscalda l'acqua sanitaria.

Lo schema dell'impianto in funzionamento a freddo con PDC a recupero totale è riportato in Fig. 5 (c). Si distinguono i seguenti circuiti:

-Circuito "UTA": l'acqua proveniente dal collettore delle UTA entra nell'evaporatore della PDC a 13°C e si raffredda fino a 8°C. La portata è pari a 34 m³/h.

-Circuito "serbatoi": l'acqua esce dal condensatore della PDC a 43°C e viene accumulata nei serbatoi. I serbatoi sono dotati di scambiatori a piastre per il preriscaldamento dell'acqua sanitaria. L'acqua dai serbatoi di accumulo ritorna al condensatore della PDC a 38°C. La portata del circuito "serbatoi" è pari a 42.4 m³/h.

-Circuito "centrale idrica": l'acqua proveniente dalla centrale idrica e destinata a usi sanitari entra negli scambiatori di calore accoppiati ai serbatoi a 12°C ed esce a 35°C. La portata complessiva è pari a 19.1 m³/h. L'acqua così preriscaldata viene mandata all'impianto a pannelli solari.

I dati della PDC nelle diverse condizioni di progetto, funzionamento base (Fig. 5 (a)), invertibile (Fig. 5 (b)), con recupero totale (Fig. 5 (c)), sono riportati in Tab. I. I valori sono stati ottenuti attraverso i coefficienti correttivi forniti dalle schede tecniche della PDC, che permettono di ricavare i dati di funzionamento nelle condizioni effettive a partire dai dati nominali in condizioni standard.

SEZIONE 4 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

Tabella I - Dati tecnici di progetto della PDC in funzionamento base e a freddo.

	PDC base	PDC invertibile	PDC rec. tot.
T. ingresso evaporatore (°C)	10	13	13
T. uscita evaporatore (°C)	5	8	8
Portata evaporatore (m ³ /h)	28.9	38.7	34.0
Potenza frigorifera (kW)	168	225	197
T. ingresso condensatore (°C)	38	25	38
T. uscita condensatore (°C)	43	30	43
Portata condensatore (m ³ /h)	37.0	45.0	42.4
Potenza termica prodotta (kW)	215	261	246
Potenza assorbita (kW)	47	36.5	49
COP (-)	4.57		5.02
EER (-)		6.16	4.02

4.8 VALUTAZIONI ENERGETICHE

4.8.1 Copertura del fabbisogno di energia primaria con fonti rinnovabili

In ottemperanza alle disposizioni per l'efficienza energetica di Regione Lombardia (D.G.R. n. 8/8745), l'impianto di produzione di energia termica deve coprire almeno il 50% del fabbisogno annuo di energia primaria richiesto per la produzione di ACS mediante il contributo di impianti alimentati da fonti di energia rinnovabile. Tale disposizione risulta rispettata anche quando si utilizzino PDC, a condizione che siano rispettati valori minimi di COP. Nel caso di PDC di tipo acqua-acqua, nelle condizioni nominali di riferimento (temperatura ingresso evaporatore 10°C, uscita condensatore 35°C) tale valore limite è fissato dalla norma pari a 4.5. Per l'impianto in esame il COP della PDC nelle condizioni nominali di riferimento risulta pari a 5.32 per cui il fabbisogno di energia primaria coperto con la PDC può essere considerato "da fonte rinnovabile".

L'analisi energetica dell'impianto per la produzione di ACS è stata effettuata seguendo la procedura di calcolo per la certificazione energetica degli edifici in vigore in Regione Lombardia (D.D.G. n. 5796).

Il fabbisogno di energia primaria per la produzione di ACS è stato valutato per due diverse configurazioni di impianto:

- produzione di ACS interamente con generatore di calore a gas;
- produzione di ACS con generatore di calore a gas, impianto solare

termico e PDC.

Il fabbisogno di energia primaria per la produzione di ACS per mezzo di un generatore di calore a gas deve essere considerato come somma di due contributi, l'energia termica primaria da combustibile fossile e quella da energia elettrica, ottenuta moltiplicando i consumi elettrici per il coefficiente di conversione dell'energia elettrica in energia primaria, pari a 2.18 secondo il D.D.G. n. 5796.

L'energia primaria da combustibile fossile richiesta dal generatore di calore si calcola a partire dal fabbisogno di energia termica per l'ACS, pari a 566.0 MWh/anno, calcolato considerando un consumo giornaliero di 90 l/giorno per posto letto a 40°C. Tenendo conto dei sottosistemi di erogazione, distribuzione e accumulo, il fabbisogno di energia a monte del GDC diventa pari a 632.9 MWh/anno. L'energia primaria da combustibile fossile richiesta dal generatore risulta pari a 711.1 MWh/anno. I consumi elettrici complessivi, dati dalla somma dei fabbisogni di energia elettrica degli ausiliari, dei sottosistemi di erogazione, distribuzione, accumulo e generazione, risultano pari a 17.6 MWh/anno, cui corrispondono 54.5 MWh/anno di energia primaria.

Il fabbisogno annuale complessivo di energia primaria per la produzione di ACS interamente con generatore di calore a gas risulta essere di 749.5 MWh/anno.

In Fig. 7 è riportato uno schema riassuntivo della determinazione del fabbisogno annuale di energia primaria secondo la procedura di calcolo della D.D.G. n. 5796, per la configurazione impiantistica di produzione di ACS interamente con generatore di calore a gas.

Nel caso di produzione di ACS per mezzo di generatore di calore a gas, impianto solare termico e PDC, il contributo energetico dovuto all'impianto solare termico (203.3 MWh/anno) e quello dovuto alla PDC (229.3 MWh/anno) vanno a ridurre il carico energetico a monte del generatore di calore che diventa di 200.3 MWh/anno rispetto ai 632.9 MWh/anno ottenuti nel caso di produzione di ACS con solo generatore di calore. L'energia primaria si riduce a 225.1 MWh/anno.

I consumi elettrici complessivi, dati dalla somma dei fabbisogni di energia elettrica degli ausiliari dei sottosistemi di erogazione, distribuzione, accumulo e generazione (12.7 MWh/anno), degli ausiliari dell'impianto solare termico (3.8 MWh/anno) e dei consumi elettrici della PDC e dei suoi ausiliari (51.8 MWh/anno), risultano di 68.4 MWh/anno, cui corrispondono 149.5 MWh/anno di energia primaria.

Il fabbisogno annuale complessivo di energia primaria, pari a 374.2 MWh/anno, diminuisce rispetto alla produzione di ACS con solo generatore di calore a gas.

SEZIONE 4 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

In Fig. 8 è riportato uno schema riassuntivo della determinazione del fabbisogno annuale di energia primaria secondo la procedura di calcolo della D.D.G. n. 5796, per la configurazione impiantistica di produzione di ACS con generatore di calore a gas, impianto solare termico e PDC.

In Fig. 9 sono riportati i fabbisogni mensili e la copertura di energia primaria per la produzione di ACS nel caso di impianto composto da PDC, solare termico e generatore di calore a gas.

Al momento della stesura dell'articolo dal quale sono tratti i contenuti di questa sezione (Mattarelli e Piva, 2010), non era noto come calcolare la copertura di energia primaria da fonte rinnovabile. A tutt'oggi non sono disponibili metodi codificati per la determinazione di tale copertura.

Secondo la bozza della pr UNI TS 11300-4 del 4 ottobre 2010, il grado di copertura di energia primaria con fonti rinnovabili si determina con la seguente procedura.

1) Si azzerava il contributo delle fonti rinnovabili, ossia si ipotizza l'assenza della PDC e del sistema solare termico e l'utilizzo del solo generatore di calore a gas.

2) Si calcola il fabbisogno di energia primaria, EP_{nr} , in assenza dei contributi delle fonti rinnovabili.

3) Si calcola il fabbisogno di energia primaria, EP_{rin} , in presenza dei contributi delle fonti rinnovabili.

4) Si calcola il grado di copertura di energia primaria con fonti rinnovabili, $f_{ep,ren}$, come:

$$f_{ep,ren} = \frac{EP_{nr} - EP_{rin}}{EP_{nr}} \quad (5)$$

Per il complesso ospedaliero in esame, essendo il fabbisogno di energia primaria, EP_{nr} , in assenza dei contributi delle fonti rinnovabili pari a 749.5 MWh/anno, e il fabbisogno di energia primaria in presenza dei contributi delle fonti rinnovabili, EP_{rin} , pari a 374.2 MWh/anno, il grado di copertura di energia primaria con fonti rinnovabili, $f_{ep,ren}$, risulta pari al 50%. Conseguentemente il requisito minimo del 50% risulta soddisfatto.

4.8.2 Confronto tra i diversi regimi di funzionamento della pompa di calore

Per effettuare valutazioni accurate delle prestazioni energetiche delle PDC nei diversi regimi di funzionamento è necessario effettuare un'analisi oraria mediante codici che simulino le prestazioni della PDC al variare dei carichi termici. In questa sede ci si limita a un'analisi basata su dati medi mensili; è comunque possibile effettuare alcune considerazioni energetiche sulle prestazioni della PDC.

ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE SEZIONE 4

<table border="1"> <tr> <td>Q_{DHW} (kWh/anno)</td> </tr> <tr> <td>565986.96</td> </tr> </table>				Q_{DHW} (kWh/anno)	565986.96			
Q_{DHW} (kWh/anno)								
565986.96								
<table border="1"> <tr> <td>$Q_{W,e,ls}$ (kWh/anno)</td> <td>SISTEMA DI EROGAZIONE</td> <td>$K_{eW}W_{e,W}$ (kWh/anno)</td> <td>$W_{e,W}$ (kWh/anno)</td> </tr> <tr> <td>29788.79</td> <td>E_w</td> <td>0.00</td> <td>0.00</td> </tr> </table>	$Q_{W,e,ls}$ (kWh/anno)	SISTEMA DI EROGAZIONE	$K_{eW}W_{e,W}$ (kWh/anno)	$W_{e,W}$ (kWh/anno)	29788.79	E_w	0.00	0.00
$Q_{W,e,ls}$ (kWh/anno)	SISTEMA DI EROGAZIONE	$K_{eW}W_{e,W}$ (kWh/anno)	$W_{e,W}$ (kWh/anno)					
29788.79	E_w	0.00	0.00					
<table border="1"> <tr> <td>$Q_{W,d,out}$ (kWh/anno)</td> </tr> <tr> <td>595775.75</td> </tr> </table>				$Q_{W,d,out}$ (kWh/anno)	595775.75			
$Q_{W,d,out}$ (kWh/anno)								
595775.75								
<table border="1"> <tr> <td>$Q_{W,d,ls}$ (kWh/anno)</td> <td>SISTEMA DI DISTRIBUZIONE</td> <td>$K_{W,d}W_{W,d}$ (kWh/anno)</td> <td>$W_{W,d}$ (kWh/anno)</td> </tr> <tr> <td>47662.06</td> <td>D_w</td> <td>0.00</td> <td>0.00</td> </tr> </table>	$Q_{W,d,ls}$ (kWh/anno)	SISTEMA DI DISTRIBUZIONE	$K_{W,d}W_{W,d}$ (kWh/anno)	$W_{W,d}$ (kWh/anno)	47662.06	D_w	0.00	0.00
$Q_{W,d,ls}$ (kWh/anno)	SISTEMA DI DISTRIBUZIONE	$K_{W,d}W_{W,d}$ (kWh/anno)	$W_{W,d}$ (kWh/anno)					
47662.06	D_w	0.00	0.00					
<table border="1"> <tr> <td>$Q_{W,s,out}$ (kWh/anno)</td> </tr> <tr> <td>643437.81</td> </tr> </table>				$Q_{W,s,out}$ (kWh/anno)	643437.81			
$Q_{W,s,out}$ (kWh/anno)								
643437.81								
<table border="1"> <tr> <td>$Q_{W,s,ls}$ (kWh/anno)</td> <td>SISTEMA DI ACCUMULO</td> <td>$K_{W,s}W_{W,s}$ (kWh/anno)</td> <td>$W_{W,s}$ (kWh/anno)</td> </tr> <tr> <td>7884.00</td> <td>S_w</td> <td>10512.00</td> <td>10512.00</td> </tr> </table>	$Q_{W,s,ls}$ (kWh/anno)	SISTEMA DI ACCUMULO	$K_{W,s}W_{W,s}$ (kWh/anno)	$W_{W,s}$ (kWh/anno)	7884.00	S_w	10512.00	10512.00
$Q_{W,s,ls}$ (kWh/anno)	SISTEMA DI ACCUMULO	$K_{W,s}W_{W,s}$ (kWh/anno)	$W_{W,s}$ (kWh/anno)					
7884.00	S_w	10512.00	10512.00					
<table border="1"> <tr> <td>$Q_{W,g,out}$ (kWh/anno)</td> </tr> <tr> <td>632925.81</td> </tr> </table>				$Q_{W,g,out}$ (kWh/anno)	632925.81			
$Q_{W,g,out}$ (kWh/anno)								
632925.81								
<table border="1"> <tr> <td>$Q_{W,g,L}$ (kWh/anno)</td> <td>SISTEMA DI GENERAZIONE</td> <td>$K_{W,g}W_{W,g}$ (kWh/anno)</td> <td>$W_{W,g}$ (kWh/anno)</td> </tr> <tr> <td>79645.91</td> <td>G_w</td> <td>5676.48</td> <td>7095.60</td> </tr> </table>	$Q_{W,g,L}$ (kWh/anno)	SISTEMA DI GENERAZIONE	$K_{W,g}W_{W,g}$ (kWh/anno)	$W_{W,g}$ (kWh/anno)	79645.91	G_w	5676.48	7095.60
$Q_{W,g,L}$ (kWh/anno)	SISTEMA DI GENERAZIONE	$K_{W,g}W_{W,g}$ (kWh/anno)	$W_{W,g}$ (kWh/anno)					
79645.91	G_w	5676.48	7095.60					
<table border="1"> <tr> <td>$E_{HW,t,g,in}$ (kWh/anno)</td> </tr> <tr> <td>711152.59</td> </tr> </table>			$E_{HW,t,g,in}$ (kWh/anno)	711152.59	<table border="1"> <tr> <td>$W_{W,in}$ (kWh/anno)</td> </tr> <tr> <td>17607.60</td> </tr> </table>	$W_{W,in}$ (kWh/anno)	17607.60	
$E_{HW,t,g,in}$ (kWh/anno)								
711152.59								
$W_{W,in}$ (kWh/anno)								
17607.60								
<table border="1"> <tr> <td>$E_{fuel,del}$ (kWh/anno)</td> </tr> <tr> <td>711152.59</td> </tr> </table>			$E_{fuel,del}$ (kWh/anno)	711152.59	<table border="1"> <tr> <td>$E_{el,del}$ (kWh/anno)</td> </tr> <tr> <td>17607.60</td> </tr> </table>	$E_{el,del}$ (kWh/anno)	17607.60	
$E_{fuel,del}$ (kWh/anno)								
711152.59								
$E_{el,del}$ (kWh/anno)								
17607.60								
<table border="1"> <tr> <td>$E_{pw} \text{ anno (kWh/anno)}$</td> </tr> <tr> <td>$701309.9 + 2.18 * 17607.6 = 749537.16$</td> </tr> </table>				$E_{pw} \text{ anno (kWh/anno)}$	$701309.9 + 2.18 * 17607.6 = 749537.16$			
$E_{pw} \text{ anno (kWh/anno)}$								
$701309.9 + 2.18 * 17607.6 = 749537.16$								

Figura 7 – Schema riassuntivo per la determinazione del fabbisogno di energia primaria nella configurazione impiantistica di produzione di ACS interamente con generatore di calore a gas.

SEZIONE 4 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

		Q_{DHW} (kWh/anno) 565986.96			
$Q_{W,e,ls}$ (kWh/anno) 29788.79	SISTEMA DI EROGAZIONE E_w	$K_{w,w}W_{e,w}$ (kWh/anno) 0.00	$W_{e,w}$ (kWh/anno) 0.00		
		$Q_{W,d,out}$ (kWh/anno) 595775.75			
$Q_{W,d,ls}$ (kWh/anno) 47662.06	SISTEMA DI DISTRIBUZ. D_w	$K_{W,d}W_{W,d}$ (kWh/anno) 0.00	$W_{W,d}$ (kWh/anno) 0.00		
		$Q_{W,s,out}$ (kWh/anno) 643437.81			
$Q_{W,s,ls}$ (kWh/anno) 7884.00	SISTEMA DI ACCUMULO S_w	$K_{W,s}W_{W,s}$ (kWh/anno) 10512.00	$W_{W,s}$ (kWh/anno) 10512.00	SOLARE TERMICO	POMPA DI CALORE
		$Q_{W,g,out}$ (kWh/anno) 200341.85		$Q_{HS,g,out,W}$ (kWh/anno) 203283.50	Q_{PDC} (kWh/anno) 229300.47
$Q_{W,g,L}$ (kWh/anno) 25210.55	SISTEMA DI GENERAZ. G_w	$K_{W,g}W_{W,g}$ (kWh/anno) 1796.79	$W_{W,g}$ (kWh/anno) 2245.99		
		$E_{HW,f,g,in}$ (kWh/anno) 225103.20		$W_{W,in}$ (kWh/anno) 12757.99	$W_{GS,in,W}$ (kWh/anno) 3788.83
		$E_{fuel,del}$ (kWh/anno) 225103.20		$W_{PDC,W}$ (kWh/anno) 51871.00	
			$E_{e,del}$ (kWh _e /anno) 68417.81		
$E_{p,w}$ anno (kWh/anno)					
$215260.50 + (2.18 * 68417.8) = 374254.03$					

Figura 8 – Schema riassuntivo per la determinazione del fabbisogno di energia primaria nella configurazione impiantistica di produzione di ACS con generatore di calore a gas, impianto solare termico e PDC.

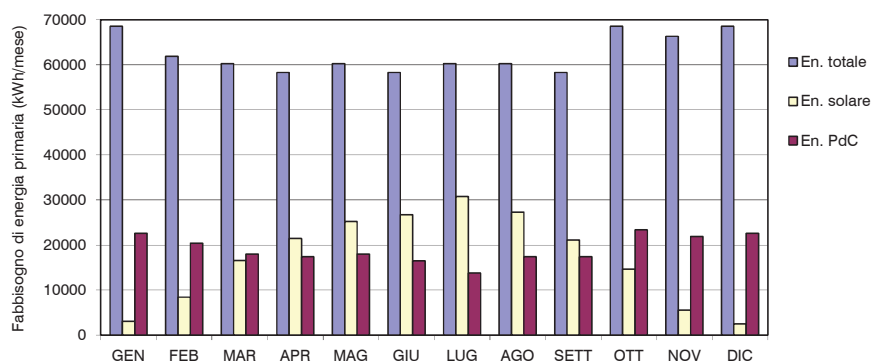


Figura 9 – Fabbisogni e copertura dell’energia primaria mensile per l’acqua calda sanitaria.

Innanzitutto può essere effettuato un confronto fra i COP raggiungibili nelle diverse modalità di funzionamento. Come è riportato in Tab. I, il COP più alto, pari a 7.16 (EER = 6.16), si ha con il funzionamento a freddo con PDC invertibile (Fig. 5 (b)). Questo è dovuto al salto di temperatura tra sorgente fredda e calda che è più contenuto rispetto agli altri tipi di funzionamento. In particolare al condensatore l’acqua entra a 25°C ed esce a 30°C contro i 38°/43°C del funzionamento base e con recupero totale.

Per quanto riguarda la durata di accensione, nel funzionamento base, per coprire il fabbisogno medio giornaliero di ACS di progetto (stimato per 150 l/giorno per posto letto) la PDC deve rimanere accesa circa 5 h/giorno. Tale durata si riduce a 3 h se si considera il fabbisogno indicato dal D.D.G. n. 5796 (90 l/giorno per posto letto).

Nel funzionamento a freddo con PDC invertibile l’acqua proveniente dai pozzi a 14°C con una portata di 21 m³/h viene riscaldata mediante la PDC in condizioni di massima potenza di funzionamento fino a 24°C e viene accumulata nella cisterna dell’acqua per usi potabili. Il limite massimo di durata di funzionamento giornaliero della PDC viene determinato imponendo che la temperatura dell’acqua in cisterna non possa superare i 20°C e risulta essere di 4 h. Si può stimare che 4 h al giorno siano più che sufficienti per coprire eventuali picchi di fabbisogno per il raffrescamento.

Nel funzionamento con recupero totale a potenza massima la durata di accensione della PDC si riduce, in quanto la PDC riscalda l’ACS e contemporaneamente raffredda l’acqua proveniente dalle UTA. Per coprire i fabbisogni di progetto di ACS occorrono 4.5 h di accensione; in tale periodo la PDC consuma 220 kWh di energia elettrica e contemporaneamente produce 886 kWh di freddo.

SEZIONE 4 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE

Nel funzionamento con PDC invertibile, per produrre la stessa energia per scaldare l'ACS e raffreddare l'acqua delle UTA, la PDC invertibile deve rimanere accesa 5 h/giorno in configurazione base per produrre ACS e 4 h/giorno in funzionamento frigorifero, consumando complessivamente 380 kWh/giorno contro i 220 kWh/giorno, ovvero il 26.8% in più della PDC a recupero totale.

Per produrre la stessa quantità di energia termica e frigorifera, la PDC a recupero totale, producendo contemporaneamente caldo e freddo, rimane accesa per un periodo più breve, consumando meno energia elettrica rispetto alla PDC invertibile. Tuttavia è difficile garantire il funzionamento della PDC a recupero totale per tutta la durata necessaria per produrre ACS, in quanto non sempre esistono esigenze contemporanee di raffreddamento e riscaldamento. Infatti le PDC a recupero totale, in funzione dell'andamento del carico frigorifero, variano la potenzialità frigorifera resa e la potenzialità termica disponibile rimane subordinata al carico frigorifero.

Alla luce delle valutazioni energetiche, la soluzione adottata per il complesso ospedaliero consiste in una PDC a recupero totale, utilizzata in funzionamento base per la produzione di ACS e con l'attivazione del recupero totale qualora si verifichi l'esigenza di produrre freddo.

4.9 RIFLESSIONI CONCLUSIVE

In presenza di innalzamento dei livelli piezometrici dell'acquifero superficiale, l'utilizzo di acqua di falda come sorgente di calore nei sistemi a PDC consente notevoli risparmi energetici con conseguenti benefici in termini ambientali ed economici. I sistemi a PDC ad acqua di falda risultano adatti per il preriscaldamento dell'ACS, grazie alla differenza contenuta tra temperatura della sorgente fredda e di quella calda.

Grazie agli elevati valori di COP è possibile considerare l'energia prodotta dalla PDC come energia da fonte rinnovabile. Le PDC costituiscono quindi un contributo significativo per coprire la quota minima del fabbisogno annuo di energia primaria richiesta per la produzione di ACS attraverso fonti di energia rinnovabile. Le PDC, grazie alla reversibilità e al recupero totale, possono rendere ulteriormente economico e vantaggioso il loro utilizzo.

4.10 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

AICARR, Libro bianco sulla Legionella, a cura di C.M. Joppolo, AICARR-

ESPERIENZE SUL RUOLO DELLE FONTI DI ENERGIA RINNOVABILE SEZIONE 4

Osservatorio Sanità, Ed. 2001.

Cassitto L., Bartesaghi G., Montini M., Recupero energetico da acque di falda in comune di Milano, aspetti tecnici, ambientali, economici giuridici. Fondazione Lombardia per l'Ambiente, 1999.

Gallizio A., Impianti sanitari, HOEPLI, 6^a edizione, 1964.

Mattarelli A., Piva S., Le pompe di calore negli impianti di potabilizzazione di acqua di falda, Atti del 28° Convegno Nazionale AICARR, Bologna 2010.

Rosti G., Di Palma F., Situazione emergenza falda, Atti del convegno "Soluzioni tecnologiche alle emergenze idriche e ambientali: Pompe di calore ad acqua di falda per la climatizzazione", Milano, 2000.

Riferimenti legislativi e normativi

Direttiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 23 aprile 2009 sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE.

Decreto Legislativo del 3 marzo 2011, n.28, attuazione della direttiva 2009/28/CE, sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE, GU del 28 marzo 2011.

Regione Lombardia, Deliberazione Giunta Regionale del 22 dicembre 2008 n. 8/8745, Determinazioni in merito alle disposizioni per l'efficienza energetica in edilizia e per la certificazione energetica degli edifici, BURL n. 2 del 15 gennaio 2009, 2° supplemento straordinario.

Regione Lombardia, Decreto direttore generale n. 5796 del 11 giugno 2009, Aggiornamento della procedura di calcolo per la certificazione energetica degli edifici, BURL n. 25 del 26 giugno 2009, 4° supplemento straordinario.

UNI 9182: 2008, Impianti di alimentazione e distribuzione d'acqua fredda e calda. Criteri di progettazione, collaudo, gestione.

UNI TS 11300-2: 2008, Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale.

pr UNI TS 11300-4: 2010, Prestazioni energetiche degli edifici. Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per riscaldamento ambienti e preparazione acqua calda sanitaria.

SEZIONE 5

ESPERIENZE SUL RUOLO DELLA GESTIONE DELL'EDIFICIO:

Metodi di ripartizione delle spese per il riscaldamento in condomini¹

	Indice
5.1 Introduzione	228
5.2 Metodi di ripartizione delle spese per il riscaldamento	228
5.3 Metodi di ripartizione compensata	230
5.3.1 Metodi di ripartizione in letteratura	232
5.4 Riferimenti legislativi e normativi	233
5.5 Ripartizione delle spese e certificazione energetica dei condomini	235
5.5.1 Certificazione energetica di condomini: riferimenti legislativi ..	235
5.5.2 Ripartizione delle spese e certificazione energetica di condomini	237
5.6 Proposta di un metodo di ripartizione compensata	238
5.6.1 Descrizione del metodo	238
5.6.2 Validazione del metodo	240
5.7 Caso di studio: compensazione delle spese in un condominio esistente	241
5.7.1 Descrizione dell'edificio	241
5.7.2 Validazione del metodo utilizzando i dati di energia	243
5.7.3 Validazione del metodo utilizzando i dati di potenza	246
5.7.4 Applicazione del metodo utilizzando i dati di potenza e di energia	248
5.8 Riflessioni conclusive	251
5.9 Nomenclatura	253
5.10 Riferimenti bibliografici	254

¹ Nota: I contenuti di questa Sezione sono tratti dalle memorie sull'argomento degli autori A. Mattarelli e S. Piva citati nei Riferimenti Bibliografici.

5.1 INTRODUZIONE

Nella ricerca di possibili strategie finalizzate al miglioramento dell'efficienza energetica degli edifici, oltre ad intervenire sul sistema edificio e sul sistema impianto, si può agire anche sulla gestione dell'edificio. Tra le possibili azioni nella gestione dell'edificio l'attenzione è stata posta sui sistemi di contabilizzazione e ripartizione delle spese di riscaldamento.

In una corretta gestione del sistema edificio impianto i sistemi di contabilizzazione e ripartizione delle spese di riscaldamento, se adeguati, possono incentivare l'adozione di comportamenti "virtuosi" da parte dell'utenza e conseguentemente nel ridurre i consumi energetici. Al contrario se i sistemi di contabilizzazione e ripartizione delle spese risultano inadeguati, oltre a non incentivare un utilizzo oculato dell'energia, possono dare origine a contenziosi tra gli utenti.

5.2 METODI DI RIPARTIZIONE DELLE SPESE PER IL RISCALDAMENTO

I sistemi di redistribuzione delle spese di riscaldamento, designati a suddividere i costi dell'energia termica consumata da più utenze condominiali, consistono in una combinazione di dispositivi di monitoraggio e procedure di contabilizzazione. La redistribuzione delle spese di riscaldamento trova applicazione negli edifici dotati di impianto centrale di riscaldamento.

La divisione dei costi delle spese di riscaldamento tra i diversi appartamenti viene eseguita secondo una più o meno consapevole affermazione di principio. I differenti principi di riferimento e la convenzionalità dei modelli fanno sì che, nel tempo, siano stati elaborati molteplici metodi di ripartizione.

In particolare, i criteri di ripartizione della spesa di riscaldamento addebitabile a ogni utente per il consumo individuale sono riconducibili a tre famiglie:

1) Ripartizione sulla base millesimale: prevede che la spesa complessiva venga ripartita fra le unità immobiliari in funzione dei millesimi di proprietà o di riscaldamento, ciò trova giustificazione nell'ipotesi che tutti gli appartamenti di un condominio vengano gestiti allo stesso modo e garantiscano le stesse condizioni di benessere termoigrometrico, così da avere una spesa di riscaldamento per unità di superficie indipendente dalle abitudini energetiche degli utenti e dai parametri fisici dell'edificio.

2) Ripartizione sulla base dei consumi reali: prevede che la spesa per il riscaldamento venga ripartita in funzione dell'effettiva energia erogata per

ogni appartamento, così come rilevato dai sistemi di contabilizzazione; tale energia risulta a sua volta dipendere dal comportamento degli abitanti, dalla diversa collocazione delle unità abitative e dalle caratteristiche dell'edificio.

3) Ripartizione "compensata" sulla base di consumi misurati: prevede che la spesa per il riscaldamento venga ripartita in funzione dell'energia erogata per ogni appartamento, compensata attraverso fattori correttivi che tengano in conto delle situazioni sfavorevoli di taluni appartamenti in termini di fabbisogno energetico, come ad esempio: la posizione dell'unità abitativa all'interno dell'edificio, le superfici a contatto con l'esterno o con ambienti non riscaldati, i "furti di calore".

Fino agli anni '70, quando sono comparsi sul mercato i primi contatori di calore, la ripartizione su base millesimale ha costituito l'unica possibilità per ripartire le spese di riscaldamento. Le quote millesimali, di proprietà o di riscaldamento, venivano determinate in funzione di diversi fattori, quali ad esempio: la superficie netta, l'orientamento, il piano di appartenenza, la posizione, la luminosità, il volume riscaldato o la potenza termica installata. La principale criticità di questo metodo è costituita dal fatto che, non basandosi sui consumi reali, esso non premia chi adotta un comportamento "virtuoso" con una riduzione delle spese e dunque non incentiva un utilizzo oculato dell'energia.

I metodi di ripartizione basati sui consumi reali sono stati introdotti proprio per superare tali problematiche. Inoltre essi incentivano l'utenza a ridurre gli sprechi energetici e conseguentemente contribuiscono alla riduzione e razionalizzazione dei consumi dell'edificio. Numerosi articoli in letteratura riportano i risultati di esperienze condotte negli anni '70 e '80, che dimostrano decrementi significativi dei consumi energetici in seguito all'adozione di sistemi di contabilizzazione (Anderson 1993, Goettling et al. 1983, Palermi et al. 1991, Scott 1991, Maher 1991, Hewett 1989).

Nonostante i considerevoli miglioramenti ottenibili con i sistemi di contabilizzazione rispetto a quelli millesimali, la diffusione della contabilizzazione non è stata immediata, sia per i costi elevati della strumentazione necessaria, sia per le difficoltà legate ad aspetti impiantistici e tecnologici.

Infatti, la diversità delle soluzioni impiantistiche presenti negli edifici ha portato allo sviluppo di un'ampia gamma di tecnologie per i dispositivi atti a ricavare grandezze proporzionali ai consumi. Ad esempio, negli edifici con impianti a colonne montanti l'unica possibilità di ripartire le spese in funzione dei consumi vede l'utilizzo di ripartitori a evaporazione. Negli edifici con sistemi a zone è invece possibile l'utilizzo di contatori di calore. Tuttavia, nella maggior parte degli edifici esistenti con sistemi a zone, per motivi economici, si è preferito adottare totalizzatori dei tempi di inserzione.

In edifici recenti, con soluzioni impiantistiche tali da garantire l'autonomia completa di ogni singola utenza, prevale invece l'utilizzo di veri e propri contatori di calore. Le tipologie degli apparati di misurazione sono dunque molteplici e in letteratura se ne trova ampia descrizione (*Hegberg 1989, Talbert et al. 1993, Rekstad et al. 2003, Ye et al. 2004, Ye et al. 2008*).

Negli ultimi anni l'esigenza crescente di contenere i consumi energetici e le conseguenti spese per il riscaldamento, la richiesta delle utenze di gestire in modo autonomo il benessere degli ambienti, la necessità di ripartire in modo più equo le spese in funzione dei reali consumi e la sensibilizzazione verso tecnologie atte a ridurre le emissioni inquinanti, hanno portato a una sempre maggiore diffusione degli impianti centralizzati abbinati a sistemi di regolazione e contabilizzazione del calore e a sistemi di ripartizione basati sui consumi misurati.

Tale diffusione si deve anche alle recenti disposizioni di legge. A livello nazionale il DPR n.59 del 2009 impone che per tutti gli edifici esistenti, di categorie E1 e E2, con più di 4 unità abitative, in caso di ristrutturazione o sostituzione dell'impianto termico devono essere realizzati gli interventi per permettere la contabilizzazione del calore. In alcune regioni le disposizioni in materia sono ancora più restrittive.

Regione Lombardia già dal 2008 obbliga l'installazione dell'impianto di termoregolazione e la contabilizzazione del calore in caso di sostituzione del generatore dell'impianto termico (D.G.R. 8/8745). Con la recente L.R. n.3 del 2011 l'obbligo della contabilizzazione è stato esteso a tutti gli edifici esistenti in modo progressivo dal 2012.

Regione Emilia Romagna, con la DGR n. 1366 del 6 ottobre 2011, prescrive l'adozione di sistemi di termoregolazione e contabilizzazione del calore per ogni singola unità immobiliare, per gli edifici di nuova costruzione dotati di impianti termici centralizzati per il riscaldamento invernale, e nel caso di installazione di nuovi impianti centralizzati o di ristrutturazione o di sostituzione dei generatori di calore centralizzati esistenti.

5.3 METODI DI RIPARTIZIONE COMPENSATA

Anche se i metodi di ripartizione basati sui consumi misurati costituiscono un significativo miglioramento rispetto a quelli millesimali, si possono verificare casi in cui il loro utilizzo porta a sperequazioni, con conseguente contenzioso tra gli utenti, in particolare negli edifici meno isolati termicamente e con tecnologie impiantistiche vetuste. Tali problematiche sono legate alle notevoli differenze di consumi di energia che si possono verificare tra appartamenti all'interno di uno stesso edificio,

indipendentemente dalle abitudini energetiche ma a causa della loro conformazione.

Un tipico esempio è dato dai condomini degli anni '60 o '70, dove in appartamenti uguali, a parità di utilizzo, si possono riscontrare consumi considerevolmente differenti solo per la diversa collocazione di piano. La mancanza di un adeguato isolamento termico dell'involucro fa sì che appartamenti maggiormente esposti, come quelli collocati all'ultimo piano o adiacenti ad ambienti non riscaldati, siano più disperdenti e quindi necessitino di maggiori quantità di energia per garantire le stesse condizioni interne di quelli meno esposti.

Di fronte a tali criticità emerge l'esigenza di adottare metodi di ripartizione compensata dei consumi reali per perequare le spese di riscaldamento fra condomini. Tali criteri sono largamente diffusi e consolidati in Europa mentre in Italia non sono né utilizzati né presi in considerazione dalla legislazione vigente, anche se non risultano vietati.

Occorre precisare che per garantire una ripartizione equa delle spese per il riscaldamento non sempre sono necessari i metodi di ripartizione compensata, ma nella maggioranza dei casi si ottiene una corretta ripartizione basandosi sui consumi misurati, come indicato dalla norma UNI 10200. Questo si verifica, per esempio, qualora in un condominio sia sempre stato presente un sistema di riscaldamento centralizzato con contabilizzazione dei consumi e al momento dell'acquisto o dell'affitto di un appartamento gli utenti siano informati del sistema di ripartizione utilizzato e dei consumi dell'appartamento per profili di utilizzo standard, disponendo ad esempio della certificazione energetica dell'unità immobiliare.

I contenziosi nascono, e da qui la necessità di adottare sistemi di ripartizione compensata, ad esempio quando, in seguito al passaggio da ripartizione millesimale a ripartizione sui consumi misurati, gli utenti che occupano gli appartamenti più disperdenti si trovano di fronte a considerevoli aumenti dei costi per il riscaldamento senza aver modificato le proprie abitudini energetiche.

Un'altra situazione in cui la ripartizione compensata risulta più equa rispetto alla ripartizione basata sui consumi misurati è quella dei condomini in cui si attribuisce la classe energetica dell'intero edificio o di un appartamento rappresentativo a tutti gli appartamenti dello stesso. Questa operazione costituisce infatti un meccanismo non dichiarato di compensazione dell'indice di fabbisogno energetico, a cui deve corrispondere un meccanismo di compensazione delle spese se si vuole che la classe energetica sia indicativa delle spese per il riscaldamento.

Un contesto diverso, ma ugualmente interessato da possibili contenziosi, è quello degli edifici residenziali appartenenti al patrimonio

pubblico, dove gli alloggi vengono assegnati mediante sorteggio. Con l'adozione della contabilizzazione, gli utenti destinati agli appartamenti più disperdenti vengono penalizzati da maggiori spese per il riscaldamento a parità di abitudini energetiche.

Vi sono infine casi in cui è corretto escludere alcuni appartamenti dalla compensazione delle spese. Ad esempio occorre escludere quelli il cui benessere abitativo risulti sensibilmente più elevato, come ad esempio gli attici con grandi vetrate, che altrimenti ne risulterebbero avvantaggiati, oppure gli appartamenti che sono stati oggetto di interventi di riqualificazione energetica, che al contrario verrebbero penalizzati.

5.3.1 Metodi di ripartizione in letteratura

In letteratura si trovano diverse metodologie di ripartizione delle spese di riscaldamento, delle quali si riporta di seguito una breve descrizione.

La maggior parte dei metodi di ripartizione compensata prevede l'applicazione di coefficienti correttivi che vengono moltiplicati per gli effettivi consumi misurati, in modo tale da rispettare il principio per cui "medesimi abitudini energetiche devono portare a eguali costi per unità di superficie riscaldata" (*Darvariu 2004*). I coefficienti possono essere determinati, ad esempio, con il "metodo del locale di riferimento" o col "metodo della riduzione" entrambi proposti dall'UFE, Ufficio Federale dell'Energia Svizzero (*Schwarz, 2004*), o in proporzione alle dispersioni di progetto (*Darvariu 2004, Yu et al. 2005*)

L'uso di fattori di correzione può arrivare a essere molto complesso; ad esempio il metodo proposto da Yao et al. (2008) prevede che i fattori tengano in conto anche di eventuali sorgenti di calore aggiuntive come ad esempio i tubi di acqua calda che attraversano le strutture e i "furti di calore". Gli stessi Autori inoltre, propongono una modifica al metodo per considerare anche la posizione dell'appartamento all'interno dell'edificio.

Un approccio diverso è quello seguito da Csoknyai (2000) che propone un criterio di ripartizione che si basa sulla "temperatura di base", definita come la temperatura di un ambiente quando i radiatori sono spenti, considerando anche il calore emesso dalle tubazioni all'interno delle strutture e le stanze confinanti alla temperatura di progetto prescritta per gli ambienti interni. I costi totali dell'appartamento vengono ripartiti in due quote, una relativa all'energia necessaria per portare ogni singola stanza alla temperatura di base, una relativa al comportamento dell'utenza.

Un criterio differente, proposto da diversi autori (*Yao et al. 2008, Darvariu 2004, Anderson 1993*), si basa "sull'indice di comfort termico", dato dal rapporto, in percentuale, tra l'energia necessaria ad assicurare la temperatura di termostato misurata in una stanza e l'energia che si sarebbe

consumata nello stesso periodo per assicurare una temperatura interna di riferimento. L'indice di comfort termico è una quantità che nella pratica indica quanto una stanza sia lontana dalle condizioni effettive di comfort rispetto a un livello di riferimento. Poiché l'utente controlla autonomamente la temperatura interna, l'indice di livello di benessere è una misura oggettiva del suo "comportamento energetico", in quanto risulta indipendente dalle dimensioni della stanza e dal suo orientamento.

Per valutare l'efficacia di questi diversi metodi proposti in letteratura, oltre alla correttezza formale e al principio su cui si basano, bisogna tenere in considerazione anche altri aspetti.

Un fattore da considerare è il costo della strumentazione necessaria; infatti alcuni metodi, per quanto siano teoricamente corretti e raffinati, necessitano di dispositivi di misurazione eccessivamente onerosi. È stato stimato che affinché tali metodi siano favorevolmente accettati dalle utenze non dovrebbero comportare costi superiori al 5% dell'ammontare totale delle spese annue per il riscaldamento (*Goettling et al. 1983*).

Occorre inoltre valutare il grado di complessità; infatti il sistema di compensazione, se eccessivamente complicato, può fallire il suo proposito di informare gli utenti dei loro consumi di energia (*Darvariù 2004*). La difficile interpretazione dei metodi di ripartizione da parte degli utenti, oltre a non incentivare "comportamenti virtuosi" dal punto di vista energetico, dà origine a una percezione di iniquità con conseguente aumento del contenzioso.

L'adozione di criteri di ripartizione compensata, rispetto a quelli basati sui millesimi o sui consumi reali, comporta diversi vantaggi. In primo luogo, le spese vengono ripartite in modo equo, tenendo in considerazione la dipendenza dei consumi sia dalle abitudini energetiche degli abitanti, sia dalle caratteristiche del singolo appartamento, come ad esempio l'isolamento termico delle strutture, la posizione dell'unità abitativa all'interno dell'edificio, le superfici a contatto con l'esterno o con ambienti non riscaldati.

5.4 RIFERIMENTI LEGISLATIVI E NORMATIVI

Nella legislazione italiana le disposizioni riguardanti i sistemi di contabilizzazione del calore sono diverse. Già nel D.P.R. n. 1052/1977, decreto attuativo della Legge 373/1976, compaiono alcuni riferimenti ai sistemi di contabilizzazione dell'energia termica.

Successivamente, nella Legge 10/1991, l'Art. 26 comma 6 recita: "Gli impianti di riscaldamento al servizio di edifici di nuova costruzione, la cui

SEZIONE 5 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLA GESTIONE DELL'EDIFICIO

concessione edilizia, sia rilasciata dopo la data di entrata in vigore della presente legge, devono essere progettati e realizzati in modo tale da consentire l'adozione di sistemi di termoregolazione e di contabilizzazione del calore per ogni singola unità immobiliare". Ancora, il comma 5 recita: "Per le innovazioni relative all'adozione di sistemi di termoregolazione e di contabilizzazione del calore e per il conseguente riparto degli oneri di riscaldamento in base al consumo effettivamente registrato, l'assemblea di condominio decide a maggioranza, in deroga agli articoli 1120 e 1136 del Codice Civile".

Il D.P.R. 551/1999 prende nuovamente in esame i sistemi di contabilizzazione; all'Art. 5 rende infatti obbligatoria la contabilizzazione del calore negli edifici di nuova costruzione.

Il D.Lgs. 192/2005 e successive modifiche impone l'installazione delle valvole termostatiche in tutto il condominio nel caso di ristrutturazione dell'impianto termico; il D.L. 223/2006, noto come Decreto Bersani (definitivamente convertito con la Legge 248/2006), prende in considerazione le agevolazioni fiscali concesse per alcune opere di ristrutturazione edilizia, tra le quali rientra la contabilizzazione del calore, in quanto intervento finalizzato al risparmio energetico. Queste stesse agevolazioni sono state prorogate anche per l'anno 2007 (Comma 387 della Legge Finanziaria 2007) e per l'anno 2008 (Comma 17 della Legge Finanziaria 2008).

Il DPR n.59 del 2009 impone che per tutti gli edifici esistenti, di categorie E1 e E2, con più di 4 unità abitative, in caso di ristrutturazione o sostituzione dell'impianto termico, devono essere realizzati gli interventi per permettere la contabilizzazione del calore.

Infine esistono decreti regionali che legiferano su tale materia; ad esempio, in Lombardia già dal 2008 la D.G.R. 8/8745 impone l'obbligo di installazione dell'impianto di termoregolazione e contabilizzazione del calore in caso di sostituzione del generatore dell'impianto termico. La recente Legge Regionale n.3 del 2011 estende l'obbligo della contabilizzazione a tutti gli edifici esistenti in modo progressivo dal 2012. Regione Emilia Romagna, con la DGR n. 1366 del 6 ottobre 2011, prescrive l'adozione di sistemi di termoregolazione e contabilizzazione del calore per ogni singola unità immobiliare, per gli edifici di nuova costruzione dotati di impianti termici centralizzati per il riscaldamento invernale, così come nel caso di installazione di nuovi impianti centralizzati o di ristrutturazione o di sostituzione dei generatori di calore in impianti centralizzati esistenti.

Il settore è coperto anche da una serie di norme UNI che affrontano le possibili soluzioni di contabilizzazione oggi disponibili. Con riferimento ai sistemi di ripartizione delle spese di riscaldamento, le norme di interesse

sono:

- UNI EN 834: 1997 Ripartitori dei costi di riscaldamento per la determinazione del consumo dei radiatori. Apparecchiature ad alimentazione elettrica.
- UNI EN 835: 1998 Ripartitori dei costi di riscaldamento per la determinazione del consumo dei radiatori. Apparecchiature basate sul principio di evaporazione, senza l'ausilio di energia elettrica.
- UNI 10200: 2005 Impianti di riscaldamento centralizzati. Ripartizione delle spese di riscaldamento.
- UNI EN 1434: 2007 Contatori di calore. Costituita da 7 parti.
- UNI/TR 11388: 2010 Sistemi di ripartizione delle spese di climatizzazione invernale utilizzando valvole di corpo scaldante e totalizzatore di tempi di inserzione.

5.5 RIPARTIZIONE DELLE SPESE E CERTIFICAZIONE ENERGETICA DEI CONDOMINI

In questo paragrafo si analizza il rapporto tra la compensazione delle spese di riscaldamento e la certificazione energetica relativamente al settore dei condomini.

L'adozione di criteri di ripartizione compensata, rispetto a quelli su base millesimale o sui consumi reali, comporta diversi vantaggi. In primo luogo, le spese vengono ripartite in modo più equo, tenendo in considerazione la dipendenza dei consumi sia dalle abitudini energetiche degli abitanti, sia dalle caratteristiche del singolo appartamento. Con essi si incentiva l'utenza a ridurre gli sprechi energetici e si contribuisce alla riduzione e razionalizzazione dei consumi dell'edificio.

Alle stesse finalità tendono le attività di Certificazione energetica degli edifici volte a sensibilizzare utenti e mercato alle caratteristiche di fabbisogno energetico delle unità immobiliari.

L'analisi del rapporto che sussiste tra la compensazione delle spese di riscaldamento e la certificazione energetica, prende avvio da una rassegna dei riferimenti legislativi in merito alla certificazione energetica di unità immobiliari in condomini.

5.5.1 Certificazione energetica di condomini: riferimenti legislativi

Sia a livello nazionale sia a livello regionale sono stati predisposti provvedimenti in materia di certificazione energetica con specifiche procedure per i condomini.

Il DLgs 192/05 e smi prevede che "la certificazione per gli appartamenti

SEZIONE 5 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLA GESTIONE DELL'EDIFICIO

di un condominio possa fondarsi, oltre che sulla valutazione dell'appartamento interessato, anche su una certificazione comune dell'intero edificio, per condomini dotati di impianto termico comune, o sulla valutazione di un altro appartamento rappresentativo dello stesso condominio e della stessa tipologia”.

Seguono il DLgs 192/05, Regione Piemonte, nella LR n. 13 del 2007 e Regione Lombardia, con la DGR n. 8/8745 del 2008 e smi. In particolare quest'ultima prevede la possibilità di redigere un attestato di certificazione energetica riferito a più unità immobiliari, a condizione che le stesse siano servite dal medesimo impianto termico destinato alla climatizzazione invernale o al solo riscaldamento, che abbiano la medesima destinazione d'uso e che sia presente un unico proprietario o un amministratore.

Si discostano dal DLgs 192/05, le linee guida nazionali per la certificazione energetica (DM 26 giugno 2009), Regione Emilia Romagna (DGR n.1366 del 2011) e Regione Liguria (RR n. 1 del 2009), che prendono in considerazione una casistica di situazioni più diversificata, come ad esempio la presenza o meno di sistemi di contabilizzazione. Si riportano di seguito le casistiche e le relative soluzioni.

- Impianti termici centralizzati privi di sistemi di regolazione e contabilizzazione del calore. Secondo le Linee Guida Nazionali e Regione Liguria, l'indice di prestazione energetica per la certificazione dei singoli alloggi è ricavabile ripartendo il fabbisogno di energia primaria dell'intero edificio nella sua interezza in base alle tabelle millesimali relative al servizio di riscaldamento; per Regione Emilia Romagna (DGR n.13566 del 2011) invece, la certificazione energetica della singola unità immobiliare è basata sulla valutazione del rendimento energetico dell'intero edificio ripartito a livello della singola unità immobiliare in relazione alla superficie utile climatizzata.

- Impianti termici autonomi o centralizzati con contabilizzazione del calore. Secondo le Linee Guida Nazionali e Regione Emilia Romagna (DGR n.13566 del 2011) la certificazione energetica della singola unità immobiliare è basata sulla valutazione del rendimento energetico e sul rapporto di forma, S/V, dell'appartamento considerato.

- Appartamenti serviti da impianto centralizzato che si diversifichino dagli altri per l'installazione di sistemi di regolazione o per la realizzazione di interventi di risparmio energetico. Secondo le Linee Guida Nazionali si procede come nel caso in cui vi siano sistemi di contabilizzazione del calore; Regione Emilia Romagna (DGR n.13566 del 2011) e Regione Liguria specificano anche che per la determinazione degli indici di prestazione energetica si devono utilizzare i valori di rendimento dell'impianto comune, come quelli di produzione, distribuzione, emissione, regolazione ove

pertinenti.

- Unità immobiliari con caratteristiche di ripetibilità. Per le Linee Guida Nazionali e per Regione Liguria è possibile redigere una certificazione comune basata sulla valutazione di una unità immobiliare rappresentativa.

Infine occorre segnalare che, Regione Emilia Romagna, con la DGR n.1366 del 2011, specifica che nel caso di edifici dotati di impianto termico centralizzato privo di sistemi di regolazione e contabilizzazione del calore per singola unità immobiliare è preferibile procedere alla certificazione energetica dell'intero edificio, al fine di "ottimizzare" la relativa procedura; in ogni caso per gli edifici residenziali l'attestato di certificazione energetica deve essere riferito al singolo appartamento (unità immobiliare).

5.5.2 Ripartizione delle spese e certificazione energetica di condomini

Dal quadro normativo discusso al Par.5.5.1 emerge come le attuali disposizioni legislative siano diverse tra loro e di difficile interpretazione. Diverse rimangono le criticità in materia di certificazione energetica di condomini e numerosi sono i quesiti che non trovano risposta nell'attuale legislazione. Uno dei temi che richiede maggiore approfondimento è il rapporto tra certificazione energetica e ripartizione compensata delle spese, procedure che riguardano aspetti diversi tra loro.

La certificazione energetica vuole essere uno strumento per fornire agli utenti un'informazione oggettiva e trasparente delle caratteristiche e dei fabbisogni energetici dell'immobile; essa si basa sulla valutazione dei consumi per profili di utilizzo standard. I fabbisogni energetici rispetto ai quali si determina la classe energetica non dipendono dal profilo di consumo, ma solo dall'edificio e dal suo impianto.

La ripartizione compensata, a differenza della certificazione energetica, si applica ai consumi reali e tiene in considerazione sia le abitudini energetiche degli utenti, sia le caratteristiche dell'unità immobiliare.

Nonostante certificazione energetica e ripartizione compensata agiscano su ambiti diversi, esiste comunque fra di esse un punto di contatto.

Si consideri un condominio dove fra appartamenti di uguale planimetria, solo per la diversa collocazione di piano, si possono riscontrare fabbisogni energetici considerevolmente differenti (tetto, garage, piani intermedi). Le differenze tra i fabbisogni si riflettono a loro volta sui consumi, anche per condizioni standard di utilizzo. Quando poi i profili di consumo diventano diversi, le differenze tra i consumi reali, che si riflettono nelle spese per il riscaldamento, si esaltano. Tale disparità di spesa in molte situazioni non appare comprensibile agli utenti e non trova giustificazione oggettiva.

Si rende necessaria pertanto quella perequazione delle spese che prende il nome di ripartizione compensata. Anche per la certificazione

energetica possono presentarsi situazioni in cui ci sia l'esigenza di una compensazione. Infatti, se per la determinazione della classe energetica si utilizza l'indice di prestazione energetica di ogni singola unità immobiliare, un appartamento, grazie al minore fabbisogno energetico dovuto alla propria collocazione, può ricadere in una classe energetica inferiore, che ne aumenta il valore commerciale, rispetto a un appartamento uguale ma diversamente collocato. Tale situazione trova giustificazione solo se tale differenza sia sempre stata evidenziata, fin dalla valutazione iniziale delle unità immobiliari. Se al contrario la determinazione della classe energetica viene eseguita successivamente e utilizzando un indice di prestazione energetica per ogni singola unità immobiliare, si possono originare contenziosi.

Così come esistono metodi diversi per la compensazione della spesa, si possono prevedere anche metodi per la compensazione delle classi energetiche. È evidente inoltre che l'attribuzione della classe energetica dell'intero edificio o di un appartamento rappresentativo di un edificio a tutti gli altri appartamenti dello stesso, costituisce un meccanismo non dichiarato di compensazione dell'indice di fabbisogno energetico.

5.6 PROPOSTA DI UN METODO DI RIPARTIZIONE COMPENSATA

5.6.1 Descrizione del metodo

Si propone un metodo di calcolo per la compensazione delle spese dovute ai consumi per il riscaldamento tra gli appartamenti di un condominio che può fare uso sia delle potenze di progetto, sia degli indici di prestazione energetica. Il principio alla base del metodo afferma che: "a medesime abitudini energetiche devono corrispondere uguali costi per unità di superficie riscaldata".

Prima di applicare i metodi di ripartizione compensata, qualora si abbia una unica centrale di produzione del calore, occorre distinguere le spese per il riscaldamento da quelle per la produzione di acqua calda sanitaria,. Le spese per la produzione di ACS devono essere ripartite in funzione degli effettivi consumi misurati. Le spese di riscaldamento, concordemente alla UNI 10200, devono essere suddivise in due quote: quella relativa al consumo delle utenze e quella relativa alle spese generali, dovute a tutti gli oneri sostenuti per rendere disponibile il servizio, indipendentemente dai consumi. Queste ultime sono dovute al riscaldamento dei locali comuni, alle spese accessorie, alle dispersioni nel sistema di distribuzione e al camino, alle spese per la gestione del servizio di contabilizzazione e di ripartizione della spesa di riscaldamento e vengono ripartite in funzione dei millesimi o

della frazione millesimale di potenza installata negli appartamenti. Solo la quota relativa ai consumi degli utenti per il riscaldamento va ripartita tramite i criteri di ripartizione compensata.

Per applicare il metodo occorre disporre dei seguenti dati: la spesa da ripartire, la lettura di ogni appartamento, le potenze di progetto o gli indici di prestazione energetica.

Il ricorso ai dati di potenza o di energia dipende dalla facilità e dalla convenienza economica nel reperimento dei dati in ingresso necessari al loro calcolo. Per gli edifici esistenti solitamente conviene utilizzare i dati di potenza di progetto, in quanto la determinazione degli EP_H di tutti gli appartamenti risulta più onerosa e complessa. Le potenze di progetto infatti, in mancanza di dati per il calcolo, possono essere ricavate dal numero di elementi di cui sono costituiti i radiatori, ossia le unità terminali maggiormente diffuse negli edifici esistenti, secondo il metodo indicato dalla UNI 10200. Invece per gli edifici di nuova costruzione sono più facilmente reperibili gli EP_H , in quanto riportati negli attestati di certificazione energetica che devono essere redatti obbligatoriamente.

Per applicare il metodo occorre individuare un appartamento di riferimento che, se si fa uso dei dati di potenza di progetto, è quello con la potenza per unità di superficie minore, mentre se si fa uso degli indici di prestazione energetica è quello con l'indice di prestazione energetica minore. Individuato l'appartamento di riferimento è possibile calcolare dei coefficienti di compensazione per ogni appartamento. A seconda che si utilizzino i dati di potenza o gli indici di prestazione energetica, i coefficienti compensativi sono dati dal rapporto tra la potenza di progetto per unità di superficie (o l' EP_H) dell'appartamento di riferimento e quella (o l' EP_H) dell'appartamento j-esimo:

$$K_{j,k} = \frac{P_{rif}}{P_{j,k}} \quad (1)$$

$$K_{j,k} = \frac{EP_{H,rif}}{EP_{H,j,k}} \quad (2)$$

Nel testo, con i pedici j, k, b, rif, si indicano, rispettivamente: l'appartamento j-esimo, il piano k-esimo, l'intero edificio, l'appartamento di riferimento.

Si procede poi moltiplicando le letture misurate negli appartamenti, $L_{j,k}$, per i relativi coefficienti di ripartizione, $K_{j,k}$, per ottenere le letture compensate, $L'_{j,k}$:

$$L'_{j,k} = L_{j,k} K_{j,k} \quad (3)$$

SEZIONE 5 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLA GESTIONE DELL'EDIFICIO

La lettura compensata dell'intero edificio, L'_b , si ottiene sommando le letture compensate dei singoli appartamenti:

$$L'_b = \sum_{k=1}^q \sum_{j=1}^m L'_{j,k} \quad (4)$$

Infine, la spesa per il riscaldamento dell'edificio, F_b , viene suddivisa tra i vari appartamenti proporzionalmente alle letture compensate:

$$F'_{j,k} = \frac{L'_{j,k}}{L'_b} F_b \quad (5)$$

5.6.2 Validazione del metodo

Il metodo di calcolo per la compensazione delle spese per il riscaldamento può essere validato attraverso un'opportuna procedura.

I dati in ingresso necessari sono: la lettura dell'edificio, L_b^* , e il costo unitario dell'energia, c . Se si utilizzano i dati in potenza occorre determinare la potenza di progetto, $P_{j,k}$, e la potenza su unità di superficie, $p_{j,k}$, di ogni appartamento. Se invece si utilizzano i dati in energia occorre determinare i fabbisogni di energia primaria per il riscaldamento degli appartamenti, $Q_{PH,j,k}$, e gli indici di prestazione energetica, $EP_{H,j,k}$.

Inizialmente si ipotizza che tutte le utenze abbiano lo stesso comportamento dal punto di vista energetico. Le grandezze relative a questa fase vengono indicate con l'apice "*". Sotto questa ipotesi, le letture degli appartamenti risultano essere proporzionali all'energia primaria per il riscaldamento:

$$L_{j,k}^* = \frac{Q_{PH,j,k}}{Q_{PH,b}} L_b^* = \alpha Q_{PH,j,k} \quad (6)$$

Si osservi che, per validare il metodo utilizzando i dati di potenza, l'energia primaria necessaria per il calcolo delle letture con l'Eq.(6), deve essere opportunamente calcolata in funzione delle potenze di progetto:

$$Q_{PH,j,k} = \gamma P_{j,k} \quad (7)$$

Nota la lettura totale dell'edificio, L_b^* , e il prezzo unitario dell'energia, c , è possibile ricavare la spesa totale per il riscaldamento dell'edificio, F_b^* , con la relazione:

$$F_b^* = c L_b^* \quad (8)$$

Per determinare le letture e le spese compensate degli appartamenti e dell'edificio si procede applicando il metodo di ripartizione attraverso le

Eqq.(1)-(5).

Al fine di verificare la rispondenza della procedura di validazione proposta viene variata la lettura di un appartamento nell'edificio:

$$L_{j,k}^{**} = L_{j,k}^* + \Delta L_{j,k}^* \quad (9)$$

Ne consegue una variazione della lettura dell'edificio, L_b^{**} , e della spesa che diventa:

$$F_b^{**} = F_b^* + \Delta F_{j,k}^* = F_b^* + c \Delta L_{j,k}^* \quad (10)$$

Seguendo le Eqq.(1)-(5) si determinano nuovamente le spese compensate per il riscaldamento dei singoli appartamenti.

Per valutare la "bontà" del metodo di ripartizione si calcola, per ogni appartamento, la differenza percentuale tra le spese così ottenute e quelle ricavate nel caso di stesso profilo di utilizzo:

$$\Delta F_{j,k}^* = \left(\frac{F_{j,k}^{**} - F_{j,k}^*}{F_{j,k}^*} \right) 100 \quad (11)$$

Il metodo di ripartizione risulta tanto più corretto quanto più tale differenza tenda ad annullarsi per gli appartamenti le cui letture siano rimaste invariate e quanto più la differenza tra le spese totali venga attribuita all'appartamento con la lettura modificata.

5.7 CASO DI STUDIO: COMPENSAZIONE DELLE SPESE IN UN CONDOMINIO ESISTENTE

5.7.1 Descrizione dell'edificio

L'edificio oggetto di studio è un condominio della fine degli anni sessanta, inserito all'interno di un lotto urbano, situato nella città di Ferrara. Il condominio si sviluppa su sei piani; al piano terra si trovano garage e cantine, mentre i restanti piani, di uguale planimetria, ospitano appartamenti. In ogni piano si riscontrano tre tipologie di appartamenti, denominate a, b, c, rispettivamente di 93.5 m², 108.0 m² e 78.9 m², per un totale di 15 unità abitative. L'altezza di solaio netta è di 3.0 m, mentre quella interpiano di 3.3 m. Il sistema distributivo ai vari piani è costituito da un vano scala, con ascensore, localizzato all'interno dell'edificio con affaccio sul prospetto Est. I prospetti degli appartamenti della stessa tipologia sono uguali in tutti i piani. L'edificio ha una struttura portante in c.a., con chiusure verticali opache in muratura intonacata (spessore complessivo 30 cm). La copertura è costituita da un solaio piano. Il vano scala e il piano terra sono

SEZIONE 5 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLA GESTIONE DELL'EDIFICIO

ambienti non riscaldati. L'edificio è servito da un impianto di riscaldamento centralizzato. Il generatore di calore, unico per tutte le unità immobiliari, è alimentato a gasolio e le unità terminali sono radiatori. Il sistema di distribuzione del fluido termovettore è di tipo a colonne montanti.

In Fig. 1 sono raffigurati una pianta e un prospetto dell'edificio.

In Tab. I sono riportate le potenze di progetto e le potenze di progetto su unità di superficie dei singoli appartamenti, calcolati secondo la norma UNI 12831.

In Tab. II sono riportati i fabbisogni di energia primaria per il riscaldamento e gli indici di prestazione energetica per i singoli appartamenti, calcolati secondo le UNI TS 11300-1 e UNI TS 11300-2.

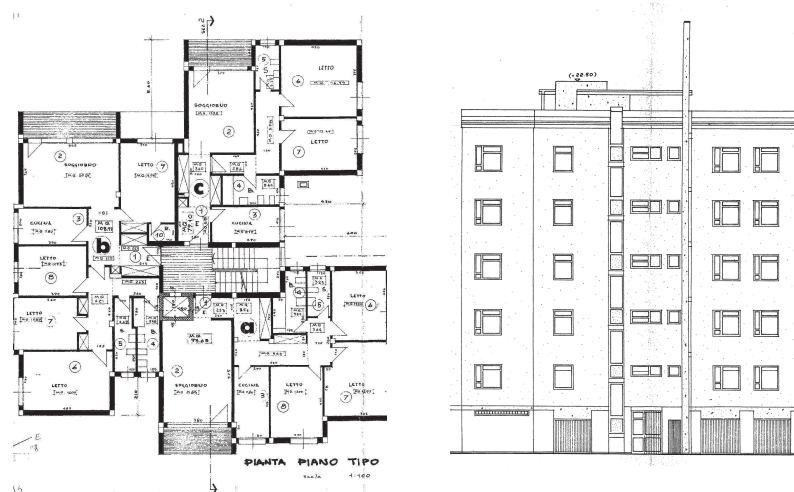


Figura 1 – Pianta e prospetto dell'edificio oggetto di studio

Tabella I - Dati in ingresso: Potenze di progetto, potenze di progetto per unità di superficie.

P	P _{i,k} (W)			p _{i,k} (W/m ²)		
	a	b	c	a	b	c
1°	10880	12913	10370	116	119	131
2°	8666	10344	8463	93	95	107
3°	8666	10344	8463	93	95	107
4°	8666	10344	8463	93	95	107
5°	12898	15253	12033	138	141	153
B	156766					

Tabella II - Dati in ingresso: Fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento, indici di prestazione energetica.

P	Q _{p,i,k} (kWh/anno)		EP _{H,i,k} (kWh/m ² anno)			
	a	b	a	b	a	b
1°	25565	30549	25565	30549	25565	30549
2°	18897	22815	18897	22815	18897	22815
3°	18897	22815	18897	22815	18897	22815
4°	18897	22815	18897	22815	18897	22815
5°	31585	37532	31585	37532	31585	37532
B	359078		359078			

Dai valori di potenza e di energia riportati nelle Tab. I e II si osserva che, a parità di tipologia di appartamento, si ottengono potenze ed energie diverse in funzione del piano di appartenenza. Infatti, a parità di tipologia, gli appartamenti al primo e all'ultimo piano necessitano di più potenza e di più energia per il riscaldamento rispetto a quelli centrali a causa delle maggiori superfici disperdenti verso ambienti non climatizzati e verso l'esterno.

5.7.2 Validazione del metodo utilizzando i dati di energia

Segue la procedura di validazione, descritta al Par. 5.6.2, applicata al caso di studio. Inizialmente si utilizzano i dati di energia

I dati in ingresso da assegnare per la procedura di validazione sono: l'energia primaria per il riscaldamento, gli indici di prestazione energetica, la lettura e il prezzo dell'energia. I valori di energia primaria e gli indici di prestazione energetica sono riportati in Tab. II. Il valore della lettura complessiva dell'edificio nella procedura di validazione, L_b^* , viene fissato pari a 355000 kWh/anno.

Le letture degli appartamenti vengono calcolate suddividendo la lettura complessiva in proporzione all'energia primaria, secondo l'Eq.(6), (Tab. III). Tali letture, essendo proporzionali all'energia primaria, a parità di tipologia di appartamento e di profilo di utilizzo, risultano diverse in funzione della collocazione di piano. Nota la lettura totale dell'edificio, L_b^* , e il prezzo unitario dell'energia, c , è possibile ricavare la spesa da ripartire, relativa al consumo delle utenze per il riscaldamento dell'edificio, F_b^* , con l'Eq.(8).

Il prezzo dell'energia, pari a 0.175 €/kWh, è stato determinato, per il gasolio, tenendo in considerazione rendimento medio stagionale del generatore di calore, costi di manutenzione e IVA. Considerando che della spesa complessiva per il riscaldamento, una quota pari al 30%, relativa alle spese comuni, è da ripartire in millesimi, resta da ripartire in funzione dei consumi, una spesa calcolata per un costo unitario dell'energia, c , di 0.125 €/kWh. Se ne ricava una spesa ripartibile pari a 44375 €/anno.

SEZIONE 5 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLA GESTIONE DELL'EDIFICIO

Tabella III – Validazione (dati di energia) - Ipotesi di stesso profilo di utilizzo: letture, spese e spese per unità di superficie non compensate.

p	L [*] _{j,k} (kWh)			F [*] _{j,k} (€/anno)			f [*] _{j,k} (€/m ² anno)		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
1°	25274	30202	23827	3159	3775	2978	33.8	34.8	37.8
2°	18682	22556	18267	2335	2820	2283	25.0	26.0	28.9
3°	18682	22556	18267	2335	2820	2283	25.0	26.0	28.9
4°	18682	22556	18267	2335	2820	2283	25.0	26.0	28.9
5°	31226	37106	28847	3903	4638	3606	41.7	42.8	45.7
B	355000			44375					

Se tale spesa viene ripartita proporzionalmente ai consumi misurati, si ottengono le spese non compensate, $F_{j,k}^*$, e le spese non compensate su unità di superficie, $f_{j,k}^*$, di ogni appartamento, riportate in Tab. III. Si può notare come a parità di profilo di utilizzo e per la stessa tipologia di appartamento, le spese proporzionali ai consumi non risultano uguali tra loro, ma sono più elevate per gli appartamenti al primo e all'ultimo piano.

Per applicare il metodo di compensazione, individuato l'appartamento di riferimento, per ogni appartamento si calcolano i coefficienti di compensazione, $K_{j,k}$, definiti dall'Eq.(2). Moltiplicando le letture misurate per i relativi coefficienti di compensazione si ottengono le letture compensate dei singoli appartamenti, Eq.(3) (Tab. IV). La lettura compensata dell'intero edificio si ottiene sommando le letture degli appartamenti, Eq.(4). Infine la spesa totale F_b viene suddivisa tra i vari appartamenti proporzionalmente alle letture compensate, Eq.(5); le spese così ricavate, $F_{j,k}^{**}$, sono riportate in Tab. IV. Si può osservare come alla stessa tipologia di appartamento corrisponda la stessa spesa, indipendentemente dalla collocazione. Si può infine osservare che le spese compensate per unità di superficie, $f_{j,k}^{**}$, (Tab. IV) risultano uguali per tutti gli appartamenti rispettando il principio perseguito secondo il quale: "a medesime abitudini energetiche devono corrispondere uguali costi per unità di superficie riscaldata".

Al fine di verificare la rispondenza della procedura di validazione proposta viene variata la lettura di un appartamento. Nel caso in esame si incrementa di 20000 kWh/anno la lettura dell'appartamento "b" al terzo piano. Tale incremento corrisponde circa all'energia necessaria per riscaldare l'appartamento da 20°C a 30°C per tutto il periodo convenzionale di riscaldamento. La lettura complessiva, L_b^{**} , diventa pari a 375000 kWh/anno e la relativa spesa complessiva, F_b^{**} , pari a 46875 €/anno. Tale spesa viene ripartita tra le varie utenze in funzione delle letture compensate (Tab. V).

Tabella IV – Validazione (dati di energia) - Ipotesi di stesso profilo di utilizzo: letture compensate, spese compensate e spese compensate per unità di superficie.

P	L ^{**} _{j,k} (kWh)			F ^{**} _{j,k} (€/anno)			f ^{**} _{j,k} (€/m ² anno)		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
1°	18682	21669	15757	2955	3428	2492	31.6	31.6	31.6
2°	18682	21669	15757	2955	3428	2492	31.6	31.6	31.6
3°	18682	21669	15757	2955	3428	2492	31.6	31.6	31.6
4°	18682	21669	15757	2955	3428	2492	31.6	31.6	31.6
5°	18682	21669	15757	2955	3428	2492	31.6	31.6	31.6
B	280539			44375					

Tabella V - Validazione (dati di energia) – Incremento di 20000 kWh/anno per l'appartamento b al 3°P – Letture compensate, spese compensate, spese compensate per unità di superficie.

P	L ^{**} _{j,k} (kWh)			F ^{**} _{j,k} (€/anno)			f ^{**} _{j,k} (€/m ² anno)		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
1°	18682	21669	15757	2922	3389	2464	31.2	31.2	31.2
2°	18682	21669	15757	2922	3389	2464	31.2	31.2	31.2
3°	18682	40882	15757	2922	6393	2464	31.2	58.9	31.2
4°	18682	21669	15757	2922	3389	2464	31.2	31.2	31.2
5°	18682	21669	15757	2922	3389	2464	31.2	31.2	31.2
B	299752			46875					

Dalla Tab. V si può osservare come alla stessa tipologia di appartamento corrisponda la stessa spesa per il riscaldamento, indipendentemente dalla collocazione di piano, tranne che per l'appartamento in cui è stata incrementata la lettura. Si può inoltre osservare, come per il caso di stesso profilo di utilizzo, anche in questo caso le spese compensate per unità di superficie, f^{**}_{j,k}, risultano uguali per tutti gli appartamenti, tranne per l'appartamento "b" al 3° piano, rispettando il principio perseguito.

Dai risultati riportati in Tab. V si osserva che se anche le letture sono incrementate solo per l'appartamento b del 3° piano, in tutti gli appartamenti si ha una variazione di spesa. Nello specifico per gli appartamenti in cui la lettura rimane invariata la spesa passa da 31.5 €/m² a 31.2 €/m² ossia decresce dell'1.1 %.

Per comprendere meglio questo aspetto si prenda ad esempio l'appartamento al piano primo di tipologia "a" dove, anche se la lettura, L_{1,a}^{*}, rimane invariata (25174 kWh/anno), si ottiene comunque una variazione di spesa (-1.1%). Dato che nella procedura di validazione la lettura rimane invariata, rimane invariata anche la lettura a parità di profilo di

utilizzo:

$$L_{1,a}^{*'} = L_{1,a}^{**'} = 18682 \text{ kWh / anno} \quad (12)$$

La spesa compensata, prima dell'incremento della lettura dell'appartamento al 3° piano tipologia "b", si calcola come:

$$F_{1,a}^{*'} = \frac{L_{1,a}^{*'}}{L_b^{*'}} F_b^{*'} = \frac{L_{1,a}^{*'}}{L_b^{*'}} c \cdot L_b^{*'} = \frac{18682}{280539} 44375 = 2955 \text{ €/anno} \quad (13)$$

La spesa compensata, dopo l'incremento della lettura dell'appartamento al 3° piano tipologia "b", si calcola come:

$$F_{1,a}^{**'} = \frac{L_{1,a}^{**'}}{L_b^{**'}} F_b^{**'} = \frac{L_{1,a}^{**'}}{L_b^{**'}} c L_b^{**'} = \frac{18682}{299752} 46875 = 2922 \text{ €/anno} \quad (14)$$

Dal confronto delle Eq. (13) e (14) si osserva che i valori di spesa risultano diversi a causa del diverso rapporto tra la spesa totale compensata e la lettura totale compensata, prima e dopo l'incremento della lettura dell'appartamento al terzo piano di tipologia b.

Le variazioni di spesa per gli appartamenti la cui lettura rimane invariata sono imputabili al fatto che i coefficienti compensativi agiscono su tutta la lettura degli appartamenti non distinguendo la quota di consumo imputabile al profilo di utilizzo rispetto a quella imputabile alla conformazione dell'appartamento e al clima.

Per questa procedura di validazione, avendo ipotizzato uno stesso profilo di utilizzo per tutti gli appartamenti e poi alterato la lettura di uno solo di questi, risulta facile distinguere la quota di consumo imputabile al profilo di utilizzo rispetto a quella imputabile alla conformazione dell'appartamento e al clima. In un caso reale, per farlo occorrerebbe conoscere i GG reali. Il vantaggio del metodo proposto è però proprio quello funzionare in modo corretto pur non richiedendo i gradi giorno reali. Infatti, occorre considerare che le variazioni di spesa negli appartamenti le cui letture rimangono invariate risultano minime (circa 20 €/anno pari all'1.1%) a fronte di un incremento, volutamente sovradimensionato, della lettura di un appartamento, dell'88.7%.

5.7.3 Validazione del metodo utilizzando i dati di potenza

Dopo aver validato il metodo facendo uso dei dati di energia si ripete la stessa procedura utilizzando i dati di potenza.

I dati in ingresso da assegnare per la procedura di validazione sono: le potenze di progetto per il riscaldamento, la lettura complessiva dell'edificio e il prezzo dell'energia.

I valori delle potenze e delle potenze su unità di superficie sono riportati in Tab. I. Il valore della lettura complessiva dell'edificio nella procedura di validazione, L_b^* , viene fissato pari a 355000 kWh/anno.

Le letture degli appartamenti vengono calcolate suddividendo la lettura complessiva in proporzione ai valori di energia primaria, appositamente calcolati in funzione delle potenze di progetto con l'Eq. (7). Nota la lettura totale dell'edificio, L_b^* , e il prezzo unitario dell'energia, c , è possibile ricavare la spesa da ripartire, relativa al consumo delle utenze per il riscaldamento dell'edificio, F_b^* , con l'Eq.(8).

Come per la validazione con i dati di energia, si ricava che la spesa ripartibile è pari a 44375 €/anno avendo assunto un costo unitario dell'energia, c , di 0.125 €/kWh. Le spese non compensate di ogni appartamento, $F_{j,k}^*$, ripartite proporzionalmente ai consumi misurati, sono riportate in Tab. VI.

Per applicare il metodo di compensazione, individuato l'appartamento di riferimento, per ogni appartamento, si calcolano i coefficienti di compensazione, $K_{j,k}$, definiti dall'Eq.(1). Moltiplicando le letture misurate per i relativi coefficienti di ripartizione si ottengono le letture compensate dei singoli appartamenti, Eq.(3) (Tab. VII). La lettura compensata dell'intero edificio si ottiene sommando le letture degli appartamenti, Eq.(4).

Infine la spesa totale F_b viene suddivisa tra i vari appartamenti proporzionalmente alle letture compensate, Eq.(5); le spese così ricavate, $F_{j,k}^{**}$, sono riportate in Tab. VII.

Si può osservare come alla stessa tipologia di appartamento corrisponda la stessa spesa per il riscaldamento, indipendentemente dalla collocazione di piano.

Si può infine osservare che le spese compensate per unità di superficie, $f_{j,k}^*$ (Tab. VII) risultano uguali per tutti gli appartamenti; viene così rispettato il principio perseguito secondo il quale: "a medesime abitudini energetiche devono corrispondere uguali costi per unità di superficie riscaldata".

Come nel caso di utilizzo delle energie, al fine di verificare la rispondenza della procedura di validazione proposta viene variata la lettura di un singolo appartamento.

Nel caso in esame si incrementa di 20000 kWh/anno la lettura dell'appartamento al terzo piano di tipologia "b". La lettura complessiva, L_b^{**} , diventa pari a 375000 kWh/anno e la relativa spesa complessiva, F_b^{**} , pari a 46875 €/anno. Tale spesa viene nuovamente ripartita tra le varie utenze in funzione delle letture compensate (Tab. VIII). Dalla Tab. VIII si può osservare come anche in questo caso alla stessa tipologia di appartamento corrisponda la stessa spesa per il riscaldamento, indipendentemente dalla collocazione di piano, tranne che per l'appartamento in cui è stata

SEZIONE 5 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLA GESTIONE DELL'EDIFICIO

incrementata la lettura. Si può inoltre osservare, come per il caso di stesso profilo di utilizzo, anche in questo caso le spese compensate per unità di superficie, $f_{j,k}^{***}$, risultano uguali per tutti gli appartamenti, tranne che per l'appartamento di tipologia b al 3° piano; viene così rispettato il principio perseguito.

Dai risultati riportati in Tab. IX si osserva che se anche le letture sono incrementate solo per l'appartamento b del 3° piano, in tutti gli appartamenti si ha una variazione di spesa. Nello specifico per gli appartamenti in cui la lettura rimane invariata si ha una diminuzione di spesa, che passa da 31.6 €/m² a 31.3 €/m² ossia decresce dello 0.9%.

Questi risultati sono simili a quelli ottenuti utilizzando i dati di energia. Le variazioni di spesa per gli appartamenti la cui lettura rimane invariata sono imputabili agli stessi motivi visti per la validazione del metodo utilizzando i dati di energia (vedi Par.5.7.2). Occorre considerare che anche in questo caso la variazione di spesa per gli appartamenti la cui lettura rimane invariata risulta minima (circa 25 €/anno pari allo 0.9%) a fronte di un incremento della lettura di un appartamento dell'88.7%. Di conseguenza si ritiene che l'errore del metodo, anche in questo caso, sia del tutto accettabile a fronte del vantaggio del metodo di non richiedere i gradi giorno reali.

Tabella VI – Validazione (dati di potenza) - Ipotesi di stesso profilo di utilizzo: letture, spese non compensate e spese non compensate per unità di superficie.

P	L [*] _{j,k} (kWh)			F [*] _{j,k} (€/anno)			f [*] _{j,k} (€/m ² anno)		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
1°	24639	29241	23484	3080	3655	2936	32.9	33.7	37.2
2°	19624	23424	19165	2453	2928	2396	26.2	27.0	30.4
3°	19624	23424	19165	2453	2928	2396	26.2	27.0	30.4
4°	19624	23424	19165	2453	2928	2396	26.2	27.0	30.4
5°	29208	34541	27249	3651	4318	3406	39.0	39.8	43.2
B	355000			44375					

5.7.4 Applicazione del metodo utilizzando i dati di potenza e di energia

A titolo di esempio si applica il metodo ripartendo in funzione sia delle potenze di progetto sia degli indici di prestazione energetica, all'edificio in esame in un caso reale di letture misurate. Il confronto tra i risultati permette di apprezzare quantitativamente le differenze derivanti dall'utilizzo dei dati di potenza o di energia.

Tabella VII – Validazione (dati di potenza) - Ipotesi di stesso profilo di utilizzo: letture compensate, spese compensate e spese compensate per unità di superficie.

P	L ^{**} _{j,k} (kWh)			F ^{**} _{j,k} (€/anno)			f ^{**} _{j,k} (€/m ² anno)		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
1°	19624	22761	16551	2955	3428	2492	31.6	31.6	31.6
2°	19624	22761	16551	2955	3428	2492	31.6	31.6	31.6
3°	19624	22761	16551	2955	3428	2492	31.6	31.6	31.6
4°	19624	22761	16551	2955	3428	2492	31.6	31.6	31.6
5°	19624	22761	16551	2955	3428	2492	31.6	31.6	31.6
B	294674			44375					

Tabella VIII - Validazione (dati di potenza) – Incremento di 20000 kWh/anno per l'appartamento b al 3°P – Letture compensate, spese compensate, spese compensate per unità di superficie.

P	L ^{**} _{j,k} (kWh)			F ^{**} _{j,k} (€/anno)			f ^{**} _{j,k} (€/m ² anno)		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
1°	19624	22761	16551	2928	3397	2470	31.3	31.3	31.3
2°	19624	22761	16551	2928	3397	2470	31.3	31.3	31.3
3°	19624	42194	16551	2928	6297	2470	31.3	58.0	31.3
4°	19624	22761	16551	2928	3397	2470	31.3	31.3	31.3
5°	19624	22761	16551	2928	3397	2470	31.3	31.3	31.3
B	314107			46875					

I dati in ingresso necessari per l'applicazione del metodo sono: le letture degli appartamenti, e la spesa relativa ai consumi degli utenti per il riscaldamento dell'edificio; inoltre occorre determinare la potenza di progetto per unità di superficie di ogni appartamento (Tab. I) e gli indici di prestazione energetica, EP_H (Tab. II).

Le letture misurate degli appartamenti sono riportate in Tab. IX. Si noti che, al contrario delle letture di validazione, le letture reali non risultano proporzionali all'energia primaria, in quanto per ogni appartamento si ha un diverso profilo di utilizzo. La spesa per il riscaldamento da ripartire, ossia la spesa totale depurata della quota fissa, F_b, risulta essere di 44190 €.

Con il metodo basato sulle potenze di progetto, individuato l'appartamento di riferimento, si riducono le potenze di progetto per unità di superficie a quella di riferimento attraverso i coefficienti di ripartizione definiti dall'Eq.(1). Determinati i coefficienti di ripartizione e note le letture è possibile calcolare le letture compensate con l'Eq.(3). Infine per ripartire in maniera compensata la spesa totale F_b tra i vari appartamenti, si utilizza l'Eq.(5); le spese ricavate si trovano in Tab. X.

SEZIONE 5 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLA GESTIONE DELL'EDIFICIO

Tabella IX – Applicazione caso reale – Letture misurate, spese non compensate e spese non compensate per unità di superficie.

P	L _{j,k} (kWh)			F _{j,k} (€/anno)			f _{j,k} (€/m ² anno)		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
1°	27282	25660	21948	3410	3208	2743	36.5	29.6	34.8
2°	19910	29305	19602	2489	3663	2450	26.6	33.8	31.1
3°	23945	23372	22167	2993	2922	2771	32.0	26.9	35.1
4°	16502	29273	18844	2063	3659	2356	22.1	33.7	29.9
5°	24551	28039	23115	3069	3505	2889	32.8	32.3	36.6
B	353516			44190					

Tabella X – Applicazione caso reale (dati di potenza) - Letture compensate, spese compensate e spese compensate per unità di superficie.

P	L' _{j,k} (kWh)			F' _{j,k} (€/anno)			f' _{j,k} (€/m ² anno)		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
1°	21729	19973	15468	3217	2957	2290	34.4	27.3	29.0
2°	19910	28474	16928	2947	4215	2506	31.5	38.9	31.8
3°	23945	22710	19143	3545	3362	2834	37.9	31.0	35.9
4°	16502	28444	16274	2443	4211	2409	26.1	38.8	30.5
5°	16495	18476	14040	2442	2735	2078	26.1	25.2	26.3
B	298511			44190					

Con il metodo di compensazione basato sugli EP_H, individuato l'appartamento di riferimento, si riducono gli EP_H a quello di riferimento attraverso i coefficienti definiti dall'Eq.(2). Determinati i coefficienti di ripartizione e note le letture è possibile calcolare le letture compensate con l'Eq.(3). Infine per ripartire in maniera compensata la spesa totale F_b tra i vari appartamenti, si utilizza l'Eq.(5); le spese ricavate si trovano in Tab. XII.

Dal confronto tra le spese che si otterrebbero senza effettuare la compensazione (Tab. IX), ovvero proporzionali alle letture misurate, e quelle compensate con entrambi i metodi, si può osservare come le spese compensate degli appartamenti più sfavoriti, ossia quelli al primo e all'ultimo piano, siano inferiori rispetto a quelle non compensate. Altre considerazioni su questi dati sono rese difficili dalla varietà dei profili di utilizzo dei singoli utenti. Il confronto tra i due metodi mostra che le spese compensate ottenute risultano diverse (Tab. XII), con differenze massime di circa l'8%. Tali differenze derivano dai coefficienti di ripartizione che assumono valori diversi a seconda del metodo utilizzato e possono essere riconducibili al rapporto, non costante per i diversi appartamenti, che intercorre tra potenze di progetto e EP_H.

Tabella XI – Applicazione caso reale (dati di energia) - Letture compensate, spese compensate e spese compensate per unità di superficie.

P	L _{j,k} ³ (kWh)			F _{j,k} ³ (€/anno)			f _{j,k} ³ (€/m ² anno)		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
1°	20166	18410	14514	3093	2823	2226	33.1	26.0	28.2
2°	19910	28151	16908	3053	4317	2593	32.6	39.8	32.9
3°	23945	22452	19120	3672	3443	2932	39.3	31.7	37.2
4°	16502	28121	16255	2531	4313	2493	27.1	39.8	31.6
5°	14689	16374	12626	2253	2511	1936	24.1	23.1	24.5
B	288145			44190					

Tabella XII – Applicazione caso reale - Differenza percentuale tra le spese compensate utilizzando i dati di energia e i dati di potenza.

P	ΔF _{j,k} (%)		
	a	b	c
1°	-3.85	-4.51	-2.79
2°	3.60	2.42	3.48
3°	3.60	2.42	3.48
4°	3.60	2.42	3.48
5°	-7.75	-8.19	-6.84

5.8 RIFLESSIONI CONCLUSIVE

Nonostante gli impianti di riscaldamento centralizzato con contabilizzazione del calore costituiscano un buon compromesso tra gli impianti autonomi e quelli centralizzati, permangono problematiche legate alla ripartizione delle spese che spesso danno origine a situazioni di contenzioso.

Tali problematiche sono legate alle notevoli differenze di consumi di energia e conseguentemente di spese, che si possono verificare tra appartamenti all'interno di uno stesso edificio, indipendentemente dalle abitudini energetiche ma a causa della loro conformazione.

Di fronte a tali criticità emerge l'esigenza di adottare metodi di ripartizione compensata per perequare le spese di riscaldamento fra condomini. L'adozione di criteri di ripartizione compensata, rispetto a quelli basati sui consumi reali, consente di ripartire le spese tenendo in considerazione la dipendenza dei consumi sia dalle abitudini energetiche degli abitanti, sia dalle caratteristiche degli appartamenti.

Occorre precisare che per garantire una ripartizione equa delle spese

SEZIONE 5 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLA GESTIONE DELL'EDIFICIO

per il riscaldamento non sempre sono necessari i metodi di ripartizione compensata, ma nella maggioranza dei casi si ottiene una corretta ripartizione basandosi sui consumi misurati, come indicato dalla norma UNI 10200.

Questa situazione si verifica, ad esempio, qualora in un condominio sia sempre stato presente un sistema di riscaldamento centralizzato con contabilizzazione dei consumi e gli utenti, al momento dell'acquisto o dell'affitto di un appartamento, siano informati del sistema di ripartizione utilizzato e dei consumi dell'appartamento per profili di utilizzo standard, disponendo ad esempio della certificazione energetica dell'unità immobiliare.

Esistono invece situazioni, per esempio in seguito al passaggio dalla ripartizione millesimale alla ripartizione sui consumi misurati, in cui l'adozione di sistemi di ripartizione basati sui consumi misurati dà origine a un contenzioso e da qui la necessità di applicare metodi di ripartizione compensata.

In questa sede è stato proposto un metodo di ripartizione compensata che attua il principio secondo cui: "a medesime abitudini energetiche devono corrispondere uguali costi per unità di superficie riscaldata".

Nella valutazione dell'efficacia di questo metodo, oltre alla correttezza formale, si è considerata anche l'onerosità della sua applicazione. Per questo motivo per la sua applicazione si può ricorrere sia a dati di potenza sia agli indici di prestazione energetica. La scelta di utilizzare i dati di potenza o di energia deve tenere in considerazione quali tra questi dati siano più facili ed economici da reperire.

Il metodo proposto è stato validato e applicato a un caso di studio, un tipico condominio degli anni sessanta situato a Ferrara. Il caso di studio mette chiaramente in luce come l'adozione di criteri di ripartizione compensata consenta di ripartire le spese in modo più equo, tenendo in considerazione la dipendenza dei consumi sia dal profilo energetico sia dalle caratteristiche del singolo appartamento, tutelando gli utenti di quegli appartamenti più esposti che fanno da "cappotto" a tutti gli altri (caso tipico: appartamenti all'ultimo piano). Il metodo proposto agisce infatti in modo tale per cui a parità di profilo di utilizzo corrispondono uguali costi per unità di superficie riscaldata.

Occorre inoltre sottolineare che per tutti i metodi di ripartizione, la difficile interpretazione da parte degli utenti può dare origine a una percezione di iniquità e a un conseguente aumento dei contenziosi, oltre a non incentivare "comportamenti virtuosi" dal punto di vista energetico. Per tale motivo, occorre sempre prevedere una campagna informativa per spiegare i meccanismi e le finalità dei metodi di ripartizione così da facilitare alle

utenze la comprensione e l'accettazione dei risultati ottenibili.

Inoltre qualora un metodo di ripartizione dovesse sostituirne un altro, come ad esempio in seguito al passaggio da ripartizione millesimale a ripartizione compensata, risulterebbe utile un confronto con lo storico dei consumi.

Infine, il confronto tra le utenze potrebbe risultare particolarmente utile per incentivare l'adozione di comportamenti virtuosi. Questo è possibile in particolare con il metodo di compensazione proposto, dato che presuppone che a parità di comportamento energetico si abbiano pari costi per unità di superficie riscaldata, per cui le differenze di spesa tra appartamenti della stessa tipologia vengono a dipendere esclusivamente dal profilo di utilizzo delle utenze.

Così come i metodi di ripartizione compensata incentivano l'utenza a ridurre gli sprechi energetici e contribuiscono alla riduzione e alla razionalizzazione dei consumi dell'edificio, alle stesse finalità tendono le attività di Certificazione energetica degli edifici volte a sensibilizzare utenti e mercato alle caratteristiche di fabbisogno energetico delle unità immobiliari. In questa sede è stato analizzato il rapporto tra la compensazione delle spese di riscaldamento e la certificazione energetica relativamente al settore dei condomini.

Nonostante certificazione energetica degli edifici e ripartizione delle spese di riscaldamento agiscano su ambiti diversi, i fabbisogni di energia la prima, le spese dovute ai consumi reali la seconda, per entrambe possono esistere esigenze di compensazione. Così come esistono criteri per la compensazione delle spese, si possono prevedere ulteriori metodi per la compensazione delle classi energetiche rispetto a quanto già proposto dalle procedure di attuazione del DLgs 192/05 e smi e da alcune regioni. Di fatto l'attribuzione della classe energetica dell'intero edificio o di un appartamento rappresentativo di un intero edificio a tutti gli altri appartamenti dello stesso, costituisce un meccanismo di compensazione non dichiarato, di cui occorre valutare con attenzione le ricadute.

5.9 NOMENCLATURA

Simbolo

c	costo unitario dell'energia (€/kWh)
EP	Indice di prestazione energetica (kWh/m ² anno)
f	spesa per unità di superficie per il riscaldamento (€/m ²)

SEZIONE 5 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLA GESTIONE DELL'EDIFICIO

F	spesa per il riscaldamento (€)
K	coefficiente di compensazione
L	lettura dell'energia emessa dall'unità terminale (kWh)
m	numero appartamenti nel piano
p	potenza di progetto per unità di superficie (W/m ²)
q	numero di piani nell'edificio
Q	Fabbisogno di energia (kWh)

Pedici

b	edificio
H	riscaldamento
j	appartamento del piano
k	piano
P	Energia primaria
rif	appartamento di riferimento

Apici

'	compensato
*	relativo al caso di stesso profilo di utilizzo
**	relativo al caso di diverso profilo di utilizzo

5.10 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- Anderson M.A., Energy cost allocation in multifamily buildings using comfort-based allocation devices, ASHRAE Transactions 99 (1), pp. 899-906, 1993.
- Csoknyai I., Methods of heat cost allocation, Periodica Polytechnica ser. mech. eng. vol. 44, no.2, pp. 227-236, 2000.
- Darvariu P., Heat metering. New method and instrument for heat metering and billing, Oiml Bulletin, Volume XLV number 3, pp. 5-16, 2004.
- Goettling D.R., Zaworski J.R., Heating cost allocation in multifamily housing, ASHRAE Transactions 89(1), pp. 124-135, 1983.
- Hegberg R.A., Monitoring systems for heating and cooling energy allocation in multiple occupancy buildings, ASHRAE Transactions 95(1), pp. 798-805, 1989.
- Hewett M.J., Emslander H.L., Koehler M.J., Heating cost allocation in multifamily buildings: energy savings and implementation standards, ASHRAE Transactions 95(1), pp. 789-797, 1989.

- Likui Yu, Guoqiang Zhang, Zhen Wang, Xiao Chen, Development of an intelligent energy cost allocation system in central heating/cooling, reperibile in rete, 2005.
- Maher R.K., Metering and allocation of gas costs for apartments – a case study, ASHRAE Transactions 97(1), pp. 406-409, 1991.
- Mattarelli A., Piva S., Sulla redistribuzione compensata delle spese di riscaldamento in condomini, Atti del 64° Congresso nazionale ATI, Pescara, 2009.
- Mattarelli A., Piva S., Compensazione delle spese di riscaldamento e certificazione energetica dei condomini, Atti del 4° Congresso nazionale AIGE, Roma, 2010.
- Mattarelli A., Piva S., La contabilizzazione dei consumi e la ripartizione delle spese negli edifici nuovi e ristrutturati, Atti del 28° Convegno nazionale AICARR, Padova, 2011.
- Palermi D., Hewitt D., Economic and social impacts of converting to tenant metering in multifamily housing, ASHRAE Transactions 97 (1), pp. 391-395, 1991.
- Rekstad J., Meir M., Kristoffersen A.R., Control and energy metering in low temperature heating systems, Energy and Buildings 35, pp. 281-291, 2003.
- Schwarz B., Modello di calcolo per il conteggio individuale delle spese di riscaldamento e di acqua calda CISR, reperibile in rete, 2004.
- Scott W.L., Energy conservation from individual heat use monitoring in multifamily properties, ASHRAE Transactions 97 (1), pp. 396-404, 1991.
- Talbert S.G., Flanigan L.J., Lordo R.A., Orban J.E., Evaluation of thermal energy meters as energy allocation devices, ASHRAE Transactions 99(1), pp. 873-879, 1993.
- Ye Yao, Shiqing Liu, Zhiwei Lian, Key technologies on heating/cooling cost allocation in multifamily housing, Energy and Buildings 40, pp. 689-696, 2008.
- Ye Yao, Zhiwei Lian, Shiqing Liu, Zhijian Hou, Applied Energy 79, pp. 371-383, 2004.

Riferimenti legislativi e normativi

- Decreto del Presidente della Repubblica n. 1052 del 28/06/1977, pubblicato nella G.U. del 06/2/1978.
- Decreto del Presidente della Repubblica n. 551 del 21/12/1999, Regolamento recante modifiche al D.P.R. 26/08/1993, n. 412, in materia di progettazione, installazione, esercizio e manutenzione degli impianti termici degli edifici, ai fini del contenimento dei consumi di

SEZIONE 5 ESPERIENZE SUL RUOLO DELLA GESTIONE DELL'EDIFICIO

- energia, pubblicato nella G.U. n. 81 del 06/06/2000.
- Decreto del Presidente della Repubblica n.59 del 2/4/2009, pubblicato nella G.U. n.132 del 10/6/2009.
- Decreto Legislativo n. 192 del 19/08/2005, Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico degli edifici, S.O. Gazzetta Ufficiale n. 222 del 23/09/2005.
- Decreto Legge n.223 del 04/07/2006, Disposizioni urgenti per il rilancio economico e sociale, per il contenimento e la razionalizzazione della spesa pubblica, nonché interventi in materia di entrate e di contrasto all'evasione fiscale, pubblicato nella G.U. n.159 del 11/07/2006.
- Decreto Ministeriale del 26/06/2009, Linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici. S.O. Gazzetta Ufficiale n. 158 del 10/07/2009.
- Deliberazione della Giunta Regionale n. 8/8745 del 22/12/2008, Determinazioni in merito alle disposizioni per l'efficienza energetica in edilizia e per la certificazione energetica degli edifici. S. S. del Bollettino Ufficiale della Regione Lombardia del 15/01/2009.
- Deliberazione della Giunta Regionale di Regione Emilia Romagna n. 1366 pubblicata sul BUR n.151 del 6/10/2011.
- Legge ordinaria del Parlamento n.373 del 30/04/1976, Norme per il contenimento del consumo energetico per usi termici negli edifici, pubblicata nella G.U. n.148 del 07/06/1976.
- Legge n.10 del 09/01/1991, Norme per l'attuazione del Piano energetico nazionale in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia, pubblicata nel Suppl. ordinario alla G.U. n.13 del 16/01/1991.
- Legge Regionale n.13 del 28/05/2007, Disposizioni in materia di rendimento energetico nell'edilizia. Bollettino ufficiale Regione Piemonte n. 22 del 31 maggio 2007.
- Legge Regionale di Regione Lombardia, n.3 del 21/2/2011, pubblicato nel BURL n.8, suppl. del 25/2/2011.
- Regolamento Regionale n.1 del 22/01/2009, Regolamento di attuazione articolo 29 della legge regionale n. 22 del 29/05/2007 recante: "Norme in materia di certificazione energetica degli edifici." Bollettino Ufficiale Regione Liguria n. 2 del 4/02/2009.
- UNI EN 834:1997 Ripartitori dei costi di riscaldamento per la determinazione del consumo dei radiatori. Apparecchiature ad alimentazione elettrica.
- UNI EN 835:1998 Ripartitori dei costi di riscaldamento per la determinazione del consumo dei radiatori. Apparecchiature basate sul principio di evaporazione, senza l'ausilio di energia elettrica.
- UNI EN 1434: 2007 Contatori di calore. Costituita da 7 parti.

UNI 10200:2005 Impianti di riscaldamento centralizzati. Ripartizione delle spese di riscaldamento.

UNI/TR 11388: 2010 Sistemi di ripartizione delle spese di climatizzazione invernale utilizzando valvole di corpo scaldante e totalizzatore di tempi di inserzione.

UNI TS 11300-2: 2008 Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale.

UNI EN 12831:2006 Impianti di riscaldamento negli edifici. Metodo di calcolo del carico termico di progetto.

RIFLESSIONI CONCLUSIVE

Il risparmio di energia negli edifici costituisce un problema complesso che inizia dalla corretta progettazione del fabbricato, inteso in tutte le sue parti ed in tutti i suoi componenti, che deve essere effettuata tenendo sempre presente che gli obiettivi finali sono il conseguimento del benessere globale dell'utenza, il risparmio energetico e la funzionalità dell'edificio rispetto alla sua destinazione d'uso. Per ottimizzare la soluzione di questo problema è indispensabile passare da un approccio seriale per fasi ad un approccio integrato o olistico, che tenga conto delle mutue interazioni tra clima, fabbricato, impianti, utenza e destinazione d'uso.

In questo lavoro è stato affrontato il tema dell'efficienza energetica degli edifici, alla luce della considerazione che la definizione della soluzione ottimale può essere ottenuta solo a partire da una progettazione sinergica di tutti i sistemi e di tutte le tecnologie disponibili. Per questo motivo sono stati affrontati temi diversi tra di loro ma che hanno permesso di avere una visione più ampia dei diversi aspetti che dovrebbero essere tenuti in considerazione in una corretta progettazione integrata e della loro interazione. Ogni esperienza affrontata assume un ruolo diverso e peculiare in quelle che sono i punti chiave di una progettazione integrata:

- Esperienze sul ruolo del sistema edificio: i sistemi solari passivi in presenza di vincoli (Sezione 2);
- Esperienze sul ruolo del sistema impianto: modelli di calcolo per l'analisi dei generatori di calore (Sezione 3);
- Esperienze sul ruolo delle fonti di energia rinnovabile: le pompe di calore negli impianti di potabilizzazione di acqua di falda (Sezione 4);
- Esperienze sul ruolo della gestione: metodi di ripartizione delle spese in condomini (Sezione 5).

Il primo tema affrontato (Sezione 2) ha riguardato il ruolo del sistema edificio nella riduzione del fabbisogno di energia termica per il riscaldamento degli edifici e nell'ottimizzazione degli apporti solari gratuiti. Tra i diversi elementi che compongono il sistema edificio, l'attenzione è stata rivolta al ruolo dei sistemi solari passivi in presenza di vincoli (morfologici, urbanistici ed architettonici...) e quindi in condizioni "non ideali". Per i due casi di studio analizzati, un edificio residenziale esistente situato a Ferrara e due edifici di nuova costruzione a uso terziario, progettati per l'appalto concorso per il centro direzionale del quartiere espositivo di Fiera Milano a Rho, vincolati uno dalla morfologia e dal valore architettonico, l'altro dalla geometria del lotto, sono state proposte tecniche

RIFLESSIONI CONCLUSIVE

solari passive e di architettura bioclimatica per ottenere migliori prestazioni energetiche. Dai risultati relativi al primo caso di studio è emerso che in generale per gli edifici esistenti scarsamente isolati o non isolati, il risparmio energetico ottenibile grazie all'applicazione di elementi solari passivi può risultare basso in termini percentuali, e quindi non molto apprezzabile. Per questo motivo, altri interventi di retrofit volti a ridurre le dispersioni di calore e conseguentemente il fabbisogno di energia per il riscaldamento, sembrano essere più efficaci. Con queste azioni, come ad esempio, l'applicazione di uno strato di isolante nelle facciate e nel tetto, si ottiene una riduzione più significativa del fabbisogno energetico. Tuttavia, per gli edifici di pregio, o architettonicamente vincolati, non è sempre possibile intervenire con soluzioni tradizionali come l'isolamento a cappotto, ma è possibile far ricorso a un ampio spettro di soluzioni solari passive, magari non altrettanto efficaci ma che consentono di migliorare le performance energetiche nel rispetto dei vincoli e dello stile architettonico. Per gli edifici di nuova costruzione, come il secondo caso di studio, anche se vincolati, lo spettro di possibili strategie solari passive da adottare è più ampio per cui è maggiormente garantita la loro efficacia nell'ottimizzazione delle prestazioni energetiche.

Per quanto riguarda il sistema impianto, è stato affrontato il tema l'analisi dei generatori di calore a gas con particolare riferimento ai modelli di calcolo semplificati (Sezione 3). Lo studio è nato con l'obiettivo di comprendere se e quanto, nei condomini con impianto di riscaldamento centralizzato, sia corretto utilizzare il rendimento di generazione dell'impianto centralizzato per la valutazione dell'indice di prestazione energetica della singola unità, ovvero quanto la variazione del fabbisogno energetico dovuta a un appartamento comporti variazioni significative del rendimento del generatore di calore. A tal fine sono state correlate efficienza e variazione di energia in uscita dal generatore di calore a partire dai due modelli matematici proposti dalla UNI TS 11300-2, per diversi tipi di generatore. L'andamento del rendimento di generazione al variare del carico è risultato significativamente diverso a seconda del metodo utilizzato, per cui l'indagine è proseguita col confronto dei modelli di calcolo proposti dalla normativa sia a livello teorico sia quantitativo mediante l'applicazione a un caso di studio. Nello specifico, il confronto ha riguardato le procedure per il calcolo delle perdite, dell'energia elettrica assorbita dagli ausiliari, dell'energia recuperabile e dell'energia in ingresso al generatore di calore. Il confronto è stato effettuato per tre tipologie di generatori di calore: monostadio, modulante e a condensazione. Il confronto ha evidenziato significative differenze derivanti dall'utilizzo dei due Metodi per la determinazione delle perdite, dell'energia elettrica consumata dagli ausiliari

e di quella recuperata, differenze che si riflettono in modo ancor più rilevante nei valori del rendimento del sottosistema di generazione e del rendimento medio stagionale. Un riscontro con la letteratura delle differenze nei risultati ottenibili applicando i due Metodi proposti dalla UNI TS 11300-2 non è stato possibile non avendo trovato lavori centrati su questo tema. Per comprendere quali risultati, tra quelli ottenuti coi due Metodi, siano più rappresentativi delle prestazioni dei generatori di calore in condizioni effettive di utilizzo, potrebbe essere utile un confronto con risultati di indagini sperimentali. Tuttavia diverse potrebbero essere le difficoltà riscontrabili per questo confronto. In primo luogo, risultati sperimentali di questo tipo sono poco disponibili in letteratura. Inoltre le prestazioni dei generatori di calore si differenziano notevolmente a seconda del modello, anche a parità di tipologia (ad esempio monostadio, ad aria soffiata), di taglia e di condizioni al contorno. Per questo motivo, anche se si trovano dati sperimentali ma non sono specificate tutte le caratteristiche del generatore di calore necessarie per l'applicazione dei due Metodi e occorre ricorrere a dati tabulati, il confronto tra i dati sperimentali e quelli ottenuti dall'applicazione dei modelli potrebbe risultare poco significativo.

Considerate le criticità che sussistono nel confronto tra i dati ottenuti coi Metodi della UNI TS 11300 e i dati sperimentali reperibili in letteratura, uno sviluppo futuro di questo lavoro potrebbe essere quello di attivare un'apposita indagine sperimentale. In un'indagine sperimentale in laboratorio sarebbe difficile riprodurre quelle che sono tutte le variabili legate all'interazione del generatore di calore con gli altri sottosistemi dell'impianto, con l'edificio e l'ambiente circostante, conseguentemente i dati ottenibili non sarebbero necessariamente rappresentativi delle prestazioni del generatore di calore nelle condizioni effettive di funzionamento. Tuttavia, un'indagine di questo tipo, se opportunamente pensata, potrebbe permettere di valutare con più precisione quale tra i metodi semplificati proposti dalle norme risulta più accurato e affidabile.

Per quanto riguarda il ruolo delle fonti di energia rinnovabile, nella Sezione 4 è stato analizzato un impianto per la produzione di acqua calda sanitaria al servizio di un complesso ospedaliero della provincia di Milano. L'impianto è composto da un generatore di calore a gas, un impianto solare termico e una pompa di calore che sfrutta, come sorgente fredda, l'acqua di falda destinata ad usi tecnici per preriscaldare l'acqua sanitaria proveniente dall'impianto di potabilizzazione. L'impiego dell'acqua di falda come sorgente fredda per la pompa di calore è più favorevole rispetto all'aria sia per la maggiore semplicità dell'impianto sia per la maggiore efficienza di scambio termico. Tuttavia l'impiego dell'acqua di falda come sorgente di calore a bassa temperatura, rispetto ad altre fonti come l'aria o la geotermia,

RIFLESSIONI CONCLUSIVE

è più limitato a causa dei complessi iter burocratici e autorizzativi necessari ai prelievi. Diversa è la situazione nell'hinterland di Milano dove l'esigenza di controllare l'elevato livello della falda rende disponibili grandi quantità di acqua di cui è promosso lo sfruttamento per diversi scopi, come ad esempio da serbatoio di calore per alimentare sistemi a pompe di calore. Per il caso di studio in esame, l'utilizzo di acqua di falda come sorgente di calore nei sistemi a pompa di calore ha consentito notevoli risparmi energetici con conseguenti benefici in termini ambientali ed economici. I sistemi a pompa di calore ad acqua di falda sono risultati adatti per il preriscaldamento dell'acqua calda sanitaria, grazie alla differenza contenuta tra temperatura della sorgente fredda e di quella calda. Grazie agli elevati valori di COP è possibile considerare l'energia prodotta dalla pompa di calore come energia da fonte rinnovabile. Le pompe di calore hanno costituito quindi un contributo significativo per coprire la quota minima del fabbisogno annuo di energia primaria richiesta per la produzione di acqua calda sanitaria attraverso fonti di energia rinnovabile. Nella stagione estiva, piuttosto che prevedere un'ulteriore macchina frigorifera destinata a lavorare solo poche ore durante l'anno, è risultato conveniente utilizzare la pompa di calore come macchina frigorifera per coprire i picchi di fabbisogno termico per il raffrescamento (peak-shaving). Il funzionamento a freddo può essere ottenuto con due soluzioni impiantistiche differenti: una pompa di calore invertibile oppure una a recupero totale. Dal confronto tra le due soluzioni è emerso che la pompa di calore a recupero totale, utilizzata in funzionamento base per la produzione di acqua calda sanitaria e con l'attivazione del recupero totale qualora si verifici l'esigenza di produrre freddo, è risultata più vantaggiosa.

Infine l'ultimo tema affrontato (Sezione 5) riguarda la gestione del sistema edificio. Tra le possibili azioni nella gestione dell'edificio l'attenzione è stata posta sui sistemi di contabilizzazione e ripartizione delle spese di riscaldamento. Nonostante gli impianti di riscaldamento centralizzato con contabilizzazione del calore costituiscano un buon compromesso tra gli impianti autonomi e quelli centralizzati, permangono problematiche legate alla ripartizione delle spese che spesso danno origine a situazioni di contenzioso. Tali problematiche sono legate alle notevoli differenze di consumi di energia e conseguentemente di spese, che si possono verificare tra appartamenti all'interno di uno stesso edificio, indipendentemente dalle abitudini energetiche degli occupanti ma a causa della loro conformazione. Di fronte a tali criticità in questo lavoro è stata proposta l'adozione di metodi di ripartizione compensata per perequare le spese di riscaldamento fra condomini. In particolare è stato proposto un metodo di ripartizione compensata che attua il principio secondo cui: "a medesime abitudini

RIFLESSIONI CONCLUSIVE

energetiche devono corrispondere uguali costi per unità di superficie riscaldata". Nella valutazione dell'efficacia di questo metodo, oltre alla correttezza formale, si è considerata anche l'onerosità della sua applicazione. Per questo motivo per la sua applicazione è possibile ricorrere sia ai dati di potenza sia agli indici di prestazione energetica. La scelta di utilizzare i dati di potenza o di energia deve tenere in considerazione quali tra questi dati siano più facili ed economici da reperire. Il metodo proposto è stato validato e applicato a un caso di studio, un tipico condominio degli anni sessanta situato a Ferrara. Il caso di studio mette chiaramente in luce come l'adozione di criteri di ripartizione compensata rispetto a quelli su base millesimale o sui consumi reali, comporta diversi vantaggi. In primo luogo, le spese vengono ripartite in modo più equo, tenendo in considerazione la dipendenza dei consumi sia dal profilo energetico sia dalle caratteristiche del singolo appartamento, tutelando gli utenti di quegli appartamenti più esposti che fanno da "cappotto" a tutti gli altri (caso tipico: appartamenti all'ultimo piano). Inoltre con essi si incentiva l'utenza a ridurre gli sprechi energetici e si contribuisce alla riduzione e razionalizzazione dei consumi dell'edificio.

