



Ricerca di Sistema elettrico

Sviluppo di sistemi e di tecnologie di
sicurezza e di smart metering per la
diffusione dell'utilizzo del vettore gas per
l'efficientamento degli edifici pubblici di
grandi dimensioni

A. Albo, F.Cumo, G. Fasano, F. Giustini, V. Sforzini

SVILUPPO DI SISTEMI E DI TECNOLOGIE DI SICUREZZA E DI SMART METERING PER LA DIFFUSIONE DELL'UTILIZZO DEL VETTORE GAS PER L'EFFICIENTAMENTO DEGLI EDIFICI PUBBLICI DI GRANDI DIMENSIONI

A. Albo, F.Cumo, F. Giustini, V. Sforzini (DIAEE - Sapienza)

G. Fasano (ENEA)

Settembre 2015

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2014

Area: Razionalizzazione e Risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto: Sviluppo di modelli per la realizzazione di interventi di efficienza energetica sul patrimonio immobiliare pubblico

Obiettivo: Edifici pubblici tipo, Indici di benchmark di consumo per tipologie di edificio ad uso ufficio e scuole, Applicabilità di tecnologie innovative e modelli per la realizzazione di interventi di efficienza energetica

Responsabile del Progetto: arch. Gaetano Fasano, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione " *Sviluppo di metodologie e strumenti di misura ed analisi dei consumi energetici degli edifici pubblici*"

Responsabile scientifico ENEA: arch. Gaetano Fasano, ENEA

Responsabile scientifico DIAEE, Università di Roma La Sapienza: Prof. Franco Gugliermetti

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 SPERIMENTAZIONE SULLA PARETE VENTILATA	6
2.1 PREMESSE.....	6
2.2 REALIZZAZIONE	6
2.3 INSTALLAZIONE DELLA RETE DI DISTRIBUZIONE DEL GAS E SEZIONE DI PROVA STRUMENTATA.....	9
2.4 RILEVAZIONI.....	13
3 SMART METERING	14
3.1 BENEFICI ATTUALI E SVILUPPI FUTURI	15
3.2 SMART GAS METER	15
4 MERCATO DEL GAS NATURALE IN ITALIA.....	17
4.1.1 <i>Produzione e importazione di metano in Italia</i>	17
4.1.2 <i>Andamento consumi Gas naturale negli anni</i>	18
4.1.3 <i>Caratteristiche del mercato nazionale del gas naturale, tipologie di utenza tipi di contratti di fornitura..</i>	21
4.1.3.1 <i>Analisi delle voci di costo del prezzo finale del Gas Naturale</i>	23
4.2 CONFRONTO AREA EURO.....	26
4.2.1 <i>Settore domestico e industriale</i>	26
5 MERCATO DELL'ENERGIA ELETTRICA	28
5.1 ANDAMENTO DEL PREZZO DELL'ENERGIA ELETTRICA PER IL MERCATO DI MAGGIOR TUTELA	28
6 INQUADRAMENTO NORMATIVO E INCENTIVANTE	31
6.1 DIRETTIVE EUROPEE, SVILUPPO NORMATIVO E DELLA POLITICA INCENTIVANTE IN ITALIA	31
6.2 CALCOLO DEL PES E DEL NUMERO DI CB.....	32
6.3 MISCELE IDROMETANO.....	36
6.3.1 <i>Generalità sugli utilizzi delle miscele di idrometano</i>	36
6.3.2 <i>Recupero di calore latente mediante miscela ad idrometano e relativo impatto ambientale</i>	37
7 ANALISI SPERIMENTALE, AMBIENTALE ED ECONOMICA DI UN MICROCOGENERATORE A CONDENSAZIONE	40
7.1 PREMESSA	40
7.2 DESCRIZIONE PROTOTIPO E APPARATO SPERIMENTALE	40
7.3 MISURE PRELIMINARI	46
7.3.1 <i>Alimentazione a metano</i>	47
7.3.2 <i>Alimentazione a idrometano</i>	54
7.4 APPROCCIO DI LAVORO.....	56
7.5 ANALISI DEI CONSUMI E DEL RENDIMENTO DI GENERAZIONE ELETTRICA.....	57
7.6 ANALISI DELL'EFFICIENZA DI RECUPERO TERMICO CON BASSE TEMPERATURE DEL CIRCUITO DI RITORNO	59
7.7 ANALISI SPERIMENTALE APPROFONDATA	62
7.7.1 <i>Approccio di lavoro</i>	62
7.7.2 <i>Efficienza di recupero termico</i>	62
7.7.3 <i>Analisi dell'errore</i>	77
7.8 ASPETTO AMBIENTALE: STIMA TEORICA DELLE EMISSIONI DI CO ₂	79
7.9 ANALISI ECONOMICA SISTEMA DI MICRO COGENERAZIONE	83
8 CONCLUSIONI.....	90
9 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	92
10 ALLEGATO - CURRICULUM SCIENTIFICO DEL GRUPPO DI LAVORO.....	97

Sommario

I temi sviluppati nell'ambito della presente ricerca ENEA DIAEE – Sapienza, riguardano una analisi energetica relativa alla valorizzazione e all'efficientamento degli edifici di grandi dimensioni.

L'attività riguarda lo sviluppo di sistemi e di tecnologie di sicurezza e di smart metering per la diffusione dell'utilizzo del vettore gas finalizzati all'efficientamento degli edifici pubblici di grandi dimensioni ottenuti mediante l'integrazioni di microgeneratori a gas/idrometano per autoproduzione di energia elettrica con un sistema di elettrodomestici e apparecchi domotici alimentati direttamente a gas mediante un sistema "plug and play".

Nella relazione sono illustrati i risultati ottenuti dalla sperimentazione realizzata su due differenti sistemi: il primo è una parete ventilata al cui interno passa una tubazione di alimentazione di gas metano che è stata testata per valutarne il comportamento rispetto all'accumulo di gas metano in caso di malfunzionamento del tubo di adduzione, mentre il secondo è un sistema a microcogenerazione da 5 kW alimentato alternativamente a gas metano e a idrometano.

L'attività è stata completata da un'analisi economica e normativa relativa all'utilizzazione del gas come unico vettore per l'alimentazione di edifici di grandi dimensioni nonché con uno studio relativo a sistemi e di tecnologie di smart metering realizzato in connessione con primarie aziende leader di mercato in tale tecnologia.

1 Introduzione

La presente relazione illustra i temi sviluppati nell'ambito di una analisi energetica relativa alla valorizzazione e all'efficientamento degli edifici di grandi dimensioni, anche di pregio, in uso alla P.A. tramite l'ideazione di un sistema di distribuzione del vettore gas con sistema "plug and play" unito allo sviluppo di componenti per lo smart metering del medesimo vettore.

La ricerca, sviluppando sistemi tecnologici già parzialmente utilizzati in edifici di nuova costruzione anglosassoni, ha mirato a sostituire il circuito elettrico per la forza elettromotrice con la realizzazione di un analogo sistema "plug and play" a gas che alimenti le principali utenze oltre che il riscaldamento, limitando l'utilizzo di energia elettrica al sistema di illuminazione ed a utenze con limitato assorbimento di potenza quali televisori, computer, ecc.

Un ridotto consumo elettrico, unito alla grande volumetria degli edifici rende inoltre appetibile l'utilizzo di sistemi di micro cogeneratori anch'essi a gas in grado di produrre in materia combinata energia elettrica, calore per il riscaldamento e acqua calda sanitaria.

Partendo dai risultati ottenuti nella prima annualità di ricerca già oggetto di una precedente relazione illustrativa, nella prima parte di relazione è descritto un modello sperimentale in scala 1 a 1 di un sistema tecnologico di contro-parete attrezzata e opportunamente areata in modo da verificare il reale comportamento della miscela aria – gas naturale in caso di perdita interna nell'intercapedine spessa appena 8 cm. La parete presenta due aperture rettangolari così da favorire il corretto moto convettivo dell'aria indispensabile a disperdere l'eventuale gas fuoriuscito

Sono state realizzate due sezioni di prova completamente strumentate, rispettivamente di altezza 1,5 metri e 2,2 metri (configurazione ritenuta ottimale dalle simulazioni effettuate nella fase precedente della ricerca).

In seguito alla realizzazione si è valutato il reale comportamento del sistema in caso di perdita accidentale di gas. Ai fini della sicurezza dell'impianto, oggetto della sperimentazione, si è analizzata la velocità dell'aria in uscita dall'apertura superiore della parete grazie all'ausilio di un flussostato in grado di registrare la portata del fluido. Il profilo di velocità così ottenuto ha confermato quanto, precedentemente, era emerso dalle simulazioni fluidodinamiche.

Un'altra fase della sperimentazione ha riguardato l'accumulo di gas nell'intercapedine. Si è verificato che il fluido in uscita fosse, nei casi di perdita accidentale, composto effettivamente da gas così da avere la conferma della veridicità delle simulazioni dei codici fluidodinamici impiegati. Ciò è stato reso possibile grazie all'installazione di un rilevatore di gas con allarme sonoro, nella parte alta della parete, durante una simulata perdita di gas. La scelta della posizione del sensore è frutto di considerazioni riguardanti la natura dei due fluidi in esame (aria e metano) in particolare della loro densità e derivata dalle analisi fluidodinamiche predittive effettuate in precedenza. Anche i dati risultanti da questa seconda analisi hanno confermato la piena efficienza del sistema realizzato, non essendosi verificato alcun significativo accumulo di gas, e la maggiore efficacia della configurazione di parete di altezza 2,2 metri.

Nella seconda parte del documento viene descritta in dettaglio l'ottimizzazione dell'integrazione del sistema sperimentato con un micro co-generatore da 5 kW sperimentale alimentato a metano e a idrometano, al fine di ottimizzare l'interazione col sistema generale in funzione di una apparecchiatura di smart metering.

Sono infine stati valutati i costi di installazione, gestione e manutenzione del sistema proposto per valutarne la convenienza tecnico economica alla luce del mercato attuale dell'energia e delle sistema normativa che lo regola.

2 Sperimentazione sulla parete ventilata

2.1 Premesse

La realizzazione di una parete ventilata negli edifici nasce dall'esigenza di utilizzare il gas naturale come unica fonte energetica in grado di soddisfare gran parte degli usi finali di un edificio, dalla climatizzazione alle più comuni apparecchiature elettromotrici, migliorando l'efficienza energetica poiché in questo modo è possibile alimentare elettrodomestici, con elevato assorbimento elettrico, con l'utilizzo di solo gas naturale. L'energia elettrica rimarrà, comunque, indispensabile per l'alimentazione delle apparecchiature con basso assorbimento e corpi illuminanti, e potrà essere generata da sistemi di micro generazione anch'essi alimentati a gas.

L'alimentazione a gas delle varie apparecchiature avverrà mediante tecnologia "plug and play" che garantisce un elevato grado di sicurezza.

Proprio in questo ambito si inserisce l'esigenza di realizzare una parete ventilata in modo da garantire una corretta areazione dell'intercapedine in caso di perdite, più o meno consistenti, dall'impianto di trasporto del gas, così da evitare, in ogni caso, il rischio di formazione di atmosfere esplosive. Uno studio a riguardo ha permesso di individuare il corretto dimensionamento della parete.

La facciata ventilata, prevalentemente opaca, è realizzata mediante aperture comunicanti con l'ambiente esterno in modo da permettere la circolazione dell'aria.

La ventilazione deve essere di tipo esclusivamente naturale per quanto richiesto dal presente protocollo di verifica.

La sperimentazione è stata effettuata su due moduli di parete di spessore 8 cm, con un'altezza rispettivamente di 1,5 metri e di 2,3 metri aventi sempre una larghezza di 1 m.

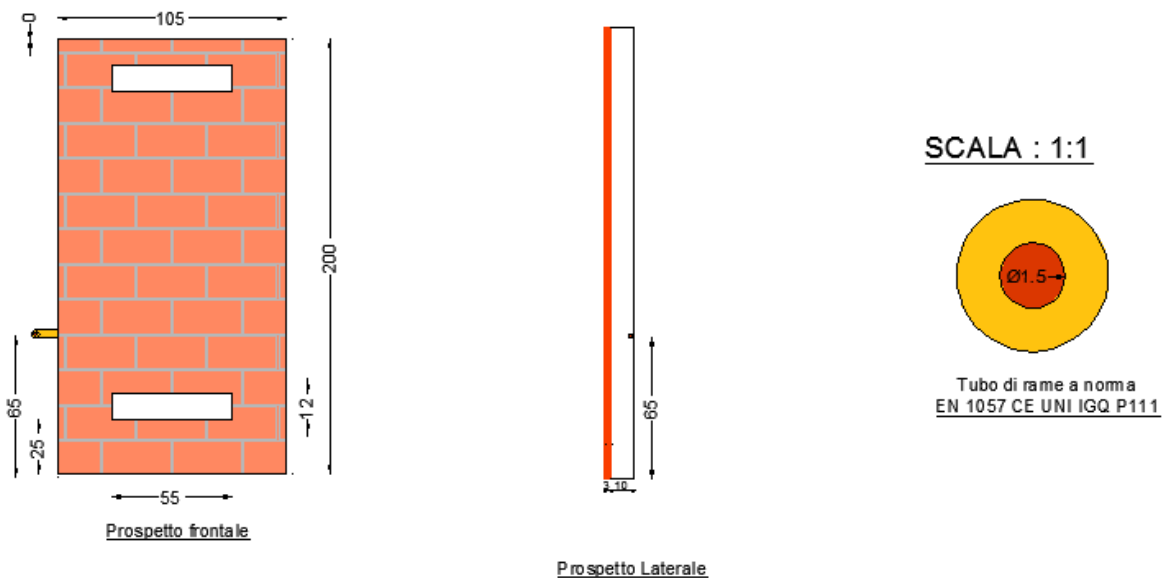


Figura 1. Modello parete

2.2 Realizzazione

Per sperimentare al meglio la funzione della parete, essa è stata realizzata con esposizione sud, in modo da sfruttare le più alte temperature raggiungibili durante la giornata, le quali permettono un maggior riscaldamento dell'aria all'interno dell'intercapedine, in modo da assicurare il moto convettivo dell'aria, indispensabile a disperdere gas in caso di perdite.

Per costruire la parete, inizialmente, si è pensato di realizzare una base in calcestruzzo armato per assicurare una maggiore stabilità alla struttura, creata a ridosso di un muro portante già esistente (Figura 2).



Figura 2. Prima fase di realizzazione del prototipo

La sperimentazione prevede che la parete venga realizzata con un'intercapedine di 8 cm, spessore ottimale secondo le simulazioni effettuate nel primo anno di attività

L'esigenza di utilizzare un materiale poco costoso, facilmente reperibile e con un'alta conduttività termica, ha portato alla scelta del mattone "PERUSIA" di cui si allega la scheda tecnica (Tabella 1).

Per ottimizzare al meglio lo scambio termico si è deciso di utilizzare questi elementi costruttivi mettendoli di taglio: ciò ci permette di avere uno spessore di massimo di 3,5 cm.

La progettazione della parete prevede per l'innescò della circolazione naturale dell'aria, l'inserimento di due bocchette aventi un'altezza di 10 cm poste rispettivamente una a 25 cm dalla base e l'altra a 15 cm dalla parte superiore, mentre la tubazione del gas si trova a una quota di 65 cm dalla base e passa orizzontalmente nella parete. Per simulare le differenti modalità di perdita del gas (dal trafileamento di una tenuta, alla rottura del tubo di alimentazione), si utilizza una valvola di regolazione del flusso (Figura 3).



Figura 3. Particolare valvola di regolazione gas

Tabella 1. Scheda tecnica - Mattone faccia a vista a mano "Perusia"



Tipologia di materiale: Mattone faccia a vista a mano "Perusia" 5,5x12x25

Stabilimento di produzione: Bevagna (PG)		
Tipologia di materiale: Mattone a mano faccia vista 5.5x12x25		
Tipo: Elemento HD per muratura		
Dimensioni 5,5x12x25 cm	Valore medio di categoria T2	Campo di categoria R2
Massa volumica lorda e netta 1633 Kg/m3	Categoria D2	
Configurazione: Elemento in muratura in laterizio		
Percentuale di foratura %	NPD	
Spessore minimo delle pareti esterne al netto della rigatura (mm) NDP		
Spessore minimo delle pareti interne (mm) NDP		
Resistenza media a compressione 29.3 N/mm2 – Categoria II		
Forza di adesione N/mm2 (fvok)	0.62	
Forza di adesione N/mm2 (fvo)	0.77	
Conducibilità termica del blocco (R) 0,29 °K m2/W		
Conducibilità termica equivalente del blocco leq (= d / R) : 0,41 W/ °K m		
Coefficiente di diffusione al vapore acqueo μ (=δa / δ) : 5 /10		
Durabilità al gelo e disgelo : Conforme		
Assorbimento d'acqua : 20% Da non lasciare esposto		
Contenuto Sali solubili : Classe S2		
Stabilità dimensionale spostamento dovuto all'umidità mm/m : NPD		
Reazione al fuoco : Euroclasse A1		
Sostanze pericolose : Assenti		



2.3 Installazione della rete di distribuzione del gas e sezione di prova strumentata



Figura 4. Inserimento della tubazione gas nella parte bassa della parete



Figura 5. Sezione di prova strumentata del modulo di parete ventilata di altezza 1,5 metri

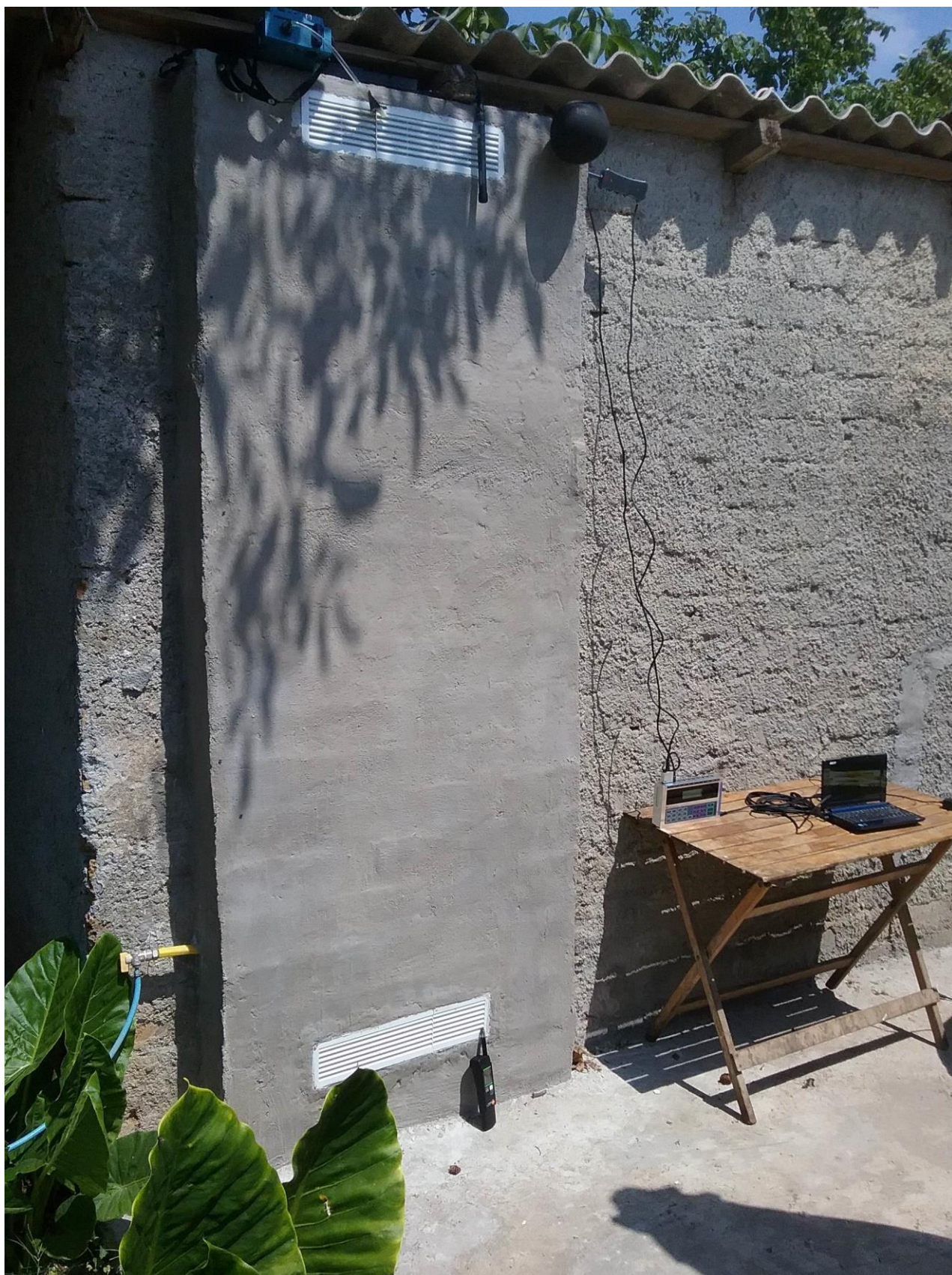


Figura 6. Sezione di prova strumentata del modulo di parete di altezza 2,3 metri

2.4 Rilevazioni

Tale tecnica esecutiva è fattibile sia negli edifici di nuova costruzione, sia nel caso di edifici in cui è possibile modificare le facciate esterne in modo da integrare la rete di distribuzione del gas all'interno della parete ventilata.

Proseguendo nel protocollo di validazione dei risultati delle simulazioni, si è valutato il reale comportamento del sistema in caso di perdita accidentale di gas. Ai fini della sicurezza dell'impianto, oggetto della sperimentazione, si è analizzata la velocità dell'aria in uscita dall'apertura superiore della parete grazie all'ausilio di un flussostato in grado di registrare la portata del fluido. Il profilo di velocità così ottenuto ha confermato quanto, precedentemente, era emerso dalle simulazioni fluidodinamiche.

Per studiare sperimentalmente l'accumulo di gas nell'intercapedine, si è monitorata la composizione del fluido in uscita, composto effettivamente per la maggior parte da gas, così da avere la conferma della veridicità delle simulazioni dei codici fluidodinamici impiegati. Ciò è stato reso possibile grazie all'installazione di un rilevatore di gas posto nella parte alta della parete, durante una simulata perdita di gas. La scelta della posizione del sensore è frutto di considerazioni riguardanti la natura dei due fluidi in esame (aria e metano) in particolare della loro densità e derivata dalle analisi fluidodinamiche predittive effettuate in precedenza. Anche i dati risultanti da questa seconda analisi hanno confermato la piena efficienza del sistema realizzato non essendosi verificato alcun significativo accumulo di gas, e la maggiore efficacia della configurazione di parete di altezza 2,3 metri rispetto al modulo da 1,5 metri.

3 Smart metering

L'energia è un tema sempre più importante e lo sviluppo di modalità più efficienti di utilizzarla è il tema principale del nostro secolo. Per quanto riguarda la rete di distribuzione dei servizi nelle nostre città, sembrerebbe difficile, se non quasi impossibile, fare in modo che questa si possa convertire in una rete moderna, una Smart Grid che rimanga comunque sicura, ma che sia addirittura più affidabile ed efficiente di quella attuale.

Ciò potrebbe essere molto semplice già con il solo utilizzo di un sistema detto Smart Meter. Questo è un dispositivo che mette in connessione le case con la rete di distribuzione, permettendo di avere una supervisione in tempo reale e dettagliata dei consumi energetici, integrando tutte le diverse utenze e mostrando le modalità in cui si stanno utilizzando. Ciò permette di fare delle scelte più consapevoli per fare in modo di avere un maggiore controllo ed aiutando anche a ridurre i costi.

La tecnologia legata allo Smart Metering rappresenta le basi per fondare un sistema di distribuzione più efficiente e moderno. I benefici più diretti sono ovviamente quelli che coinvolgono il consumatore poiché, aiutandolo a comprendere i suoi consumi e quindi anche sensibilizzandolo verso il tema della riduzione degli sprechi, si possono avere forti ripercussioni positive sulla bolletta.

Questa tecnologia inoltre può spianare la strada verso una maggiore efficienza energetica e verso l'integrazione di energia proveniente da fonti rinnovabili, supportando inoltre una nuova generazione di applicazioni e dispositivi che giovinno non solo al consumatore ma anche e soprattutto alle ricadute che i consumi hanno sull'ambiente.



Figura 7. Schema del funzionamento dello smart metering

3.1 Benefici attuali e sviluppi futuri

I benefici che l'utilizzo dello Smart Meter può apportare sono:

- Servizio più affidabile: tramite un sistema di comunicazione di tipo doppio tra il gestore e la rete è possibile individuare in modo veloce e sicuro i guasti o le interruzioni di servizio e risolverli, insieme ad altri problemi nel servizio o nella fornitura, spesso senza la necessità di recarsi sul posto.
- Monitoraggio dei consumi giornalieri: tramite un qualsiasi dispositivo fisso o mobile che sia dotato di accesso alla rete internet si ha la propria storia dell'utilizzo e dei costi giornalieri o della settimana, mese o anno passati, per poterli comparare e per poter effettuare valutazioni e scelte consapevoli per la riduzione dei consumi.
- Avvisi sugli utilizzi: è possibile ricevere degli avvertimenti se si raggiungono dei livelli di spesa o di consumi impostati, così da poterli gestire e controllare.
- Tariffe: è possibile controllare i consumi effettuati in una parte specifica della giornata e decidere ad esempio di scegliere delle tariffe basate sull'orario del giorno in cui si utilizza più energia.
- Dispositivi e case smart: è possibile connettere gli Smart Meter ai dispositivi smart della propria casa, così da poterne gestire il funzionamento anche da fuori casa.

Per quanto riguarda il futuro, una connessione migliore alla rete di distribuzione per approfondirne tutti gli aspetti, permette di gestire al meglio ogni tipo di fonte di energia, anche e soprattutto quelle provenienti da fonti rinnovabili. La Smart Grid può utilizzare allo stesso tempo e modo l'energia proveniente da sole o dal vento, così come quella proveniente dai tradizionali impianti elettrici.



Figura 8. Monitoraggio dei consumi da qualsiasi dispositivo dotato di accesso all'arete

3.2 Smart gas meter

Quanto detto finora è chiaramente valido per qualsiasi tipo di utenza e soprattutto per qualsiasi tipo di vettore energetico.

In particolare per quanto riguarda il G.N, la Delibera dell'Autorità dell'Energia Elettrica e per il Gas ARG 155/08 rappresenta il punto di svolta nel settore poiché, oltre agli obiettivi, introduce i requisiti funzionali minimi per l'adozione in Italia del concetto di Smart Metering del Gas, dei quali si è già parlato nel rapporto dello scorso anno.

Inoltre ci sono gli stimoli dati dalla MID (Direttiva 2004/22/CEE) che con le disposizioni in materia metrologica secondo le quali si ha la possibilità di scegliere qualsiasi tecnologia di misura "fiscale" purché si rispettino i limiti di errore previsti. Vengono quindi introdotte le nuove tecniche di misura di tipo statico (misura digitale), che caratterizzano i cosiddetti contatori elettronici, oltre alle tradizionali tecniche di misura di tipo meccanico (misura dinamica).

Ci sono buone motivazioni per credere che nel nostro Paese le condizioni attuali possano offrire l'opportunità per promuovere un significativo processo di innovazione e di ammodernamento dei sistemi di

misura del gas. Anche ANIE, in particolare con il Gruppo GSSM (Gas Static Smart Meters), promuove e divulga le tecniche innovative di misura del gas (appunto i cosiddetti Smart Static Gas Meters).

Per quanto riguarda l'integrazione dei sistemi di gas metering all'interno del sistema di parete ventilata descritto e proposto nel corso di questa ricerca, questo è fondamentale sia per tenere sempre sotto controllo la sicurezza del sistema, che per monitorarne gli effettivi consumi.

Inoltre l'integrazione allo smart metering delle diverse fonti di energia permette l'utilizzo di più sorgenti contemporaneamente, sfruttando quella più adatta ad ogni utilizzo ed in base ai consumi rilevati e monitorati per mezzo dello smart meter stesso.

L'inserimento di rilevatori di gas nei punti più critici è utile sia all'interno degli ambienti abitati che all'interno delle intercapedini ventilate. In caso di trafile o rotture delle condutture di distribuzione del G.N. attraverso l'intercapedine della parete ventilata, il sistema di sicurezza rileva la presenza di gas e, comunicando attraverso il sistema smart e di domotica, può ad esempio interrompere simultaneamente sia l'erogazione del gas stesso che di energia elettrica che potrebbe innescare un'esplosione in caso di forte concentrazione di gas.

È inoltre possibile prevedere un sistema di ventilazione forzata che possa attivarsi non solo nel momento in cui si rilevi una piccola presenza di gas nel fluido presente all'interno dell'intercapedine, ma anche ogni volta che si rilevi una velocità dell'aria troppo bassa, tale da non poter disperdere le eventuali presenze di gas e tale da non rendere efficiente il sistema di parete ventilata, utile ad evitare la formazione di umidità.

4 Mercato del Gas naturale in Italia

4.1.1 Produzione e importazione di metano in Italia

Nel presente paragrafo è riportata una sintesi della situazione di approvvigionamento e produzione di NG in Italia, una simile sintesi è risultata indispensabile per avere un quadro esaustivo sulla disponibilità della materia prima in Italia e su come tale assetto possa influire sulla futura sviluppo della cogenerazione a gas naturale in Italia. I dati fanno riferimento al data base dell'AEEG. Nella figura seguente è riportato l'andamento dei metri cubi di NG prodotti ed importati, come si nota da 2002 in poi si è avuto un aumento dell'importazioni con una parallela contrazione della produzione nazionale. In corrispondenza del 2009, si nota un calo sensibile sia delle importazioni sia della produzione nazionale. Nei tre anni seguenti, si nota una diminuzione progressiva delle importazioni mentre rimane costante la produzione nazionale.

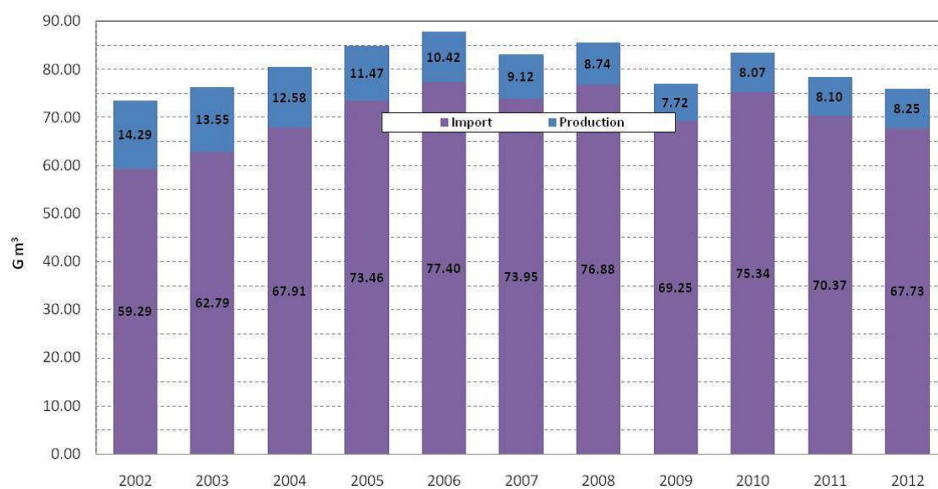


Figura 9. Andamento dei quantitativi di NG importati e prodotti, espressi in G m3, per gli anni che vanno dal 2002 al 2012, fonte AEEG

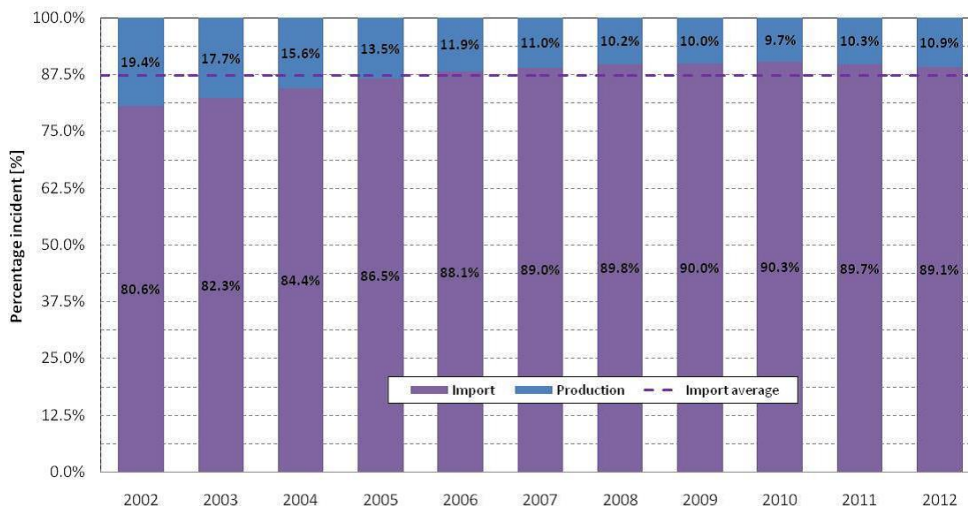


Figura 10. Incidenza percentuale delle importazione e della produzione nazionale di NG dal 2002 al 2012, fonte AEEG

In termini percentuali tali valori si traducono in una dipendenza dalle importazione che oscilla tra 86.6 % del 2002 al 90.3 % del 2010, con un valore medio nella serie storica osservata prossimo al 87.5 % .

4.1.2 Andamento consumi Gas naturale negli anni

Il consumo di gas naturale in Italia ha subito modifiche sostanziali negli ultimi 10 anni, tali variazioni sono indubbiamente correlate all'andamento dell'economia nazionale parallelamente a quella europea. I dati ISTAT (desunti dal materiale proveniente da Ministero dello sviluppo economico - Dipartimento per l'Energia – DGSAIE), riportati di seguito, mostrano l'andamento dei consumi di gas naturale (NG), per gli anni che vanno dal 2003 al 2012. Si nota come i consumi di gas naturale risultano in aumento dal 2003 fino al 2008, in corrispondenza del 2009 e presente una contrazione drastica del consumo di metano, seguito da un incremento sostenuto nel 2010. A valle di tale data i metri cubi di gas naturale tendono progressivamente a diminuire fino al 2012. Tali dati sono stati desunti dal data base del Ministero dello sviluppo economico, al momento della realizzazione di tale lavoro i dati sono disponibili fino al 2012 incluso.

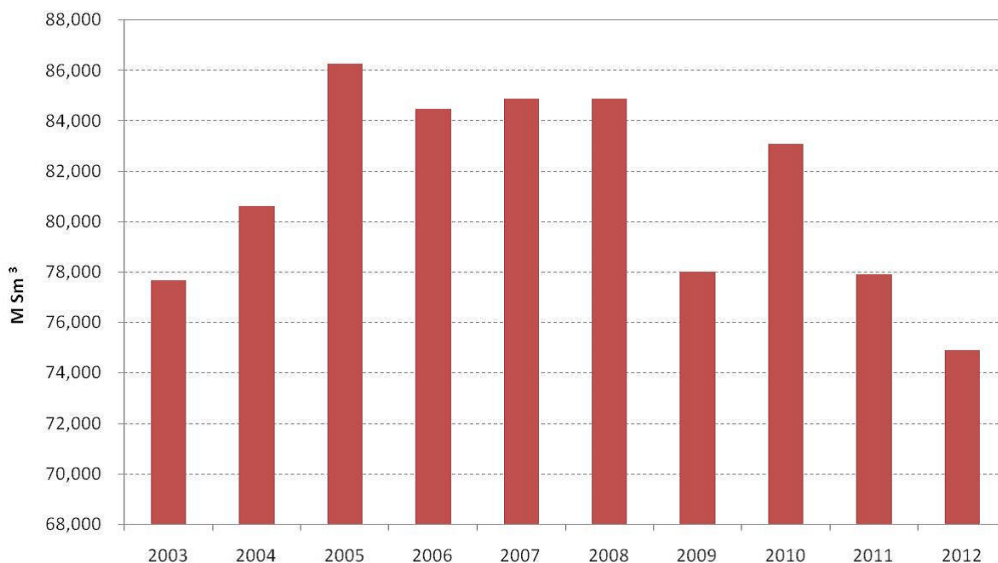


Figura 11. 3Andamento dei consumi di gas naturale (NG) dal 2003 al 2012, espressi in Milioni di Standard Metri Cubi. Fonte Ministero dello sviluppo economico – Dipartimento per l'Energia – DGSAIE

Entrando nel dettaglio della distribuzione dei consumi, si riportano di seguito la distri-buzione percentuale per gli anni ante e post crisi economica, in particolare si è scelto il 2008 e il 2012.

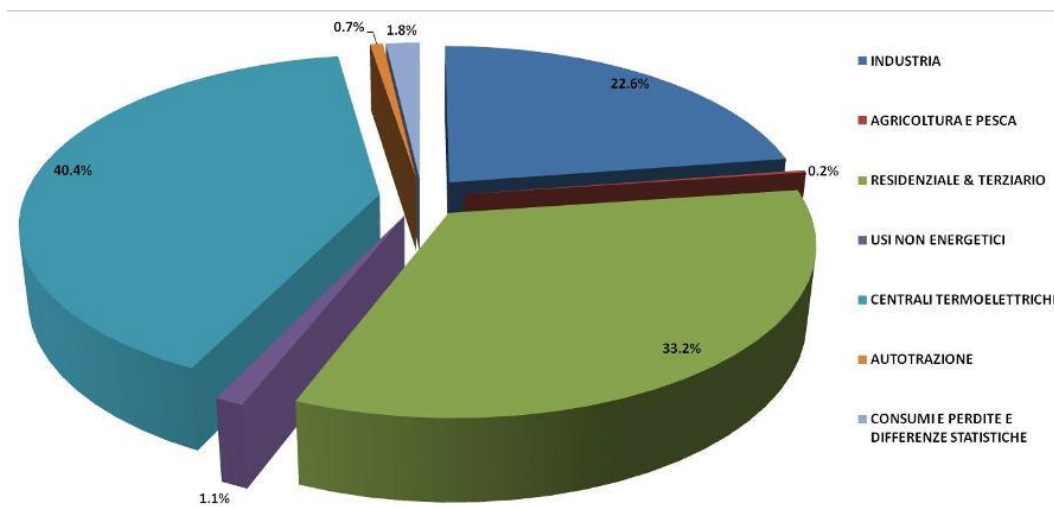


Figura 12. 4Distribuzione percentuale dei consumi nell'anno 2008

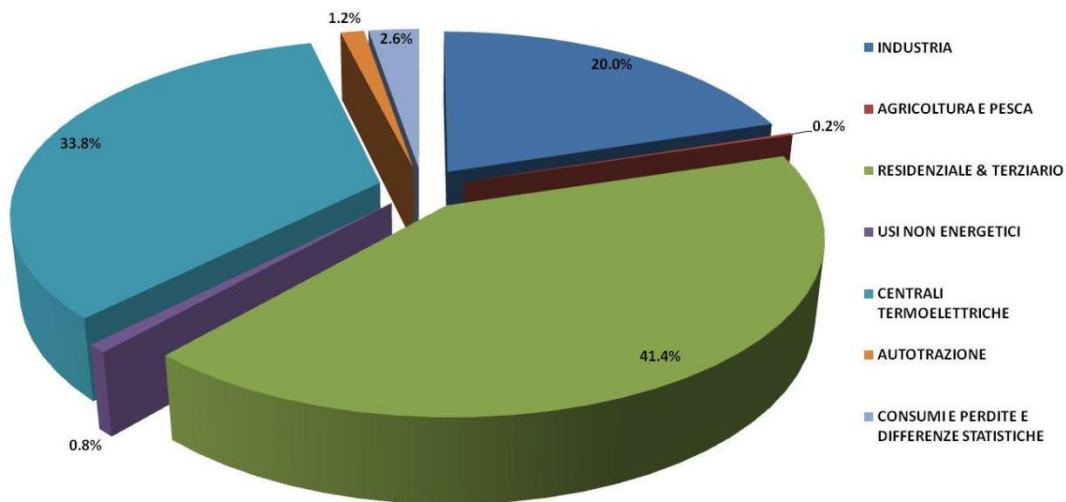


Figura 13. Distribuzione percentuale dei consumi nell'anno 2012

In termini percentuali si nota una inversione della distribuzione di consumo di gas naturale, prima e dopo il 2009. Nel dettaglio si nota come nel 2008, la maggiore percentuale di consumi è rappresentata dal comparto energetico rappresentato in questi diagrammi dalla categoria Centrali Termoelettriche (40.4 %). Il comparto residenziale occupato il secondo posto con il 33.2% dei consumi, infine al settore industriale compete il 22.6%. Riferendosi ai dati del 2012, si nota come in questo caso è il comparto residenziale a primeggiare, con il 41.4%, seguito dal comparto energetico (Centrali Termo elettriche) con il 33.8% mentre il settore industriale subisce una lieve contrazione attestandosi sul 20.0 %. Al fine di avere una maggiore risoluzione dell'analisi del consumo di metano, si riporta di seguito l'andamento dei consumi per i tre settori maggioritari, dal 2008 al 2012.

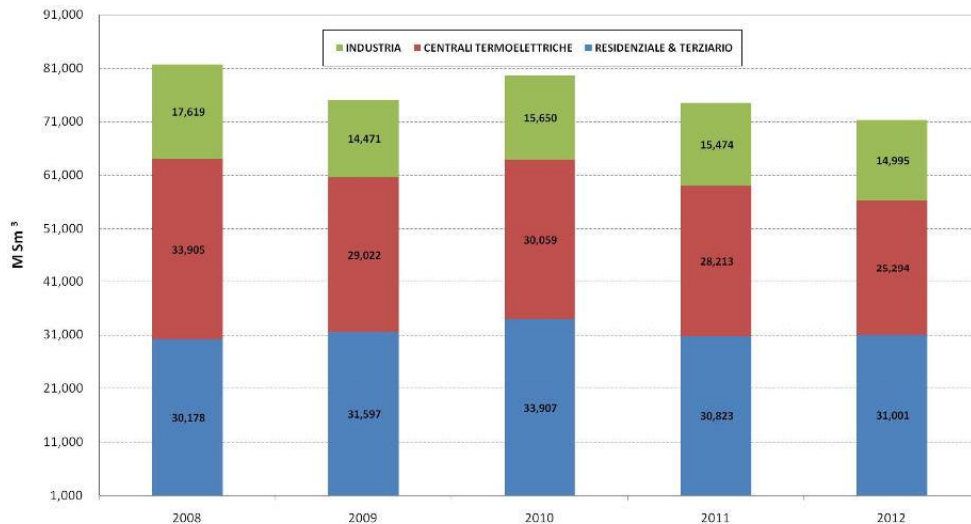


Figura 14. 6Dettaglio distribuzione dei consumi, espressi in milioni di standard di metri cubi, per i tre principali macro settori di consumo

Dai dati emerge come i consumi imputabili al comparto residenziale e terziario siano pressoché costanti nei 4 anni, in particolare si nota come nel 2010 vi sia un lieve aumento imputabile a situazioni climatiche particolare. Il settore energetico, mediamente ha subito una contrazione, che ha portato ad una riduzione dei consumi pari al 25.4% rispetto al 2008. Un andamento simile lo si riscontra anche per i consumi industriali, anche in questo caso si ha una contrazione dei consumi tra il 2008 e il 2012 paria a 15%. Tali risultanze possono in parte essere causate della riduzione dell'attività produttiva dell'industria italiana e con un conseguente minore consumo di gas naturale sia per la produzione di energia elettrica, sia per i consumi industriali diretti. Il comparto residenziale, a meno di fluttuazioni di tipo stagionale, rimane invece

pressoché costante in termini di combustibile utilizzato. Questo è dovuto al fatto che sostanzialmente nell’arco temporale che va dal 2008 al 2012 non vi sono state sostanziali variazioni delle utenze domestiche o del terziario. Entrando nello specifico delle diverse fasce di consumo, si riportano di seguito gli estratti dei data base AEEG, in merito all’andamento delle utenze (distinte per classi di consumo espresse in metri cubi anno), e i relativi volumi di NG distribuiti.

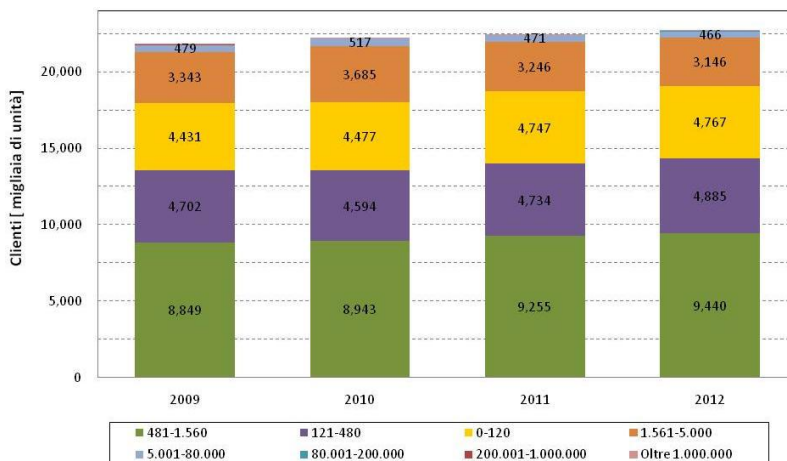


Figura 15. Andamento del numero delle utenze, espressi in migliaia di unita, tra il 2009 e il 2012. Fonte AEEG.

Relativamente al numero di utenze, si può notare come vi sia un aumento prevalentemente concentrato nelle fasce di consumi medio basse. In particolare si nota un netto incremento nella fascia di consumi “481-1560 S m3. Si nota inoltre che in termini di numerosità sono proprio le classi medio-basse quelle più numerose.

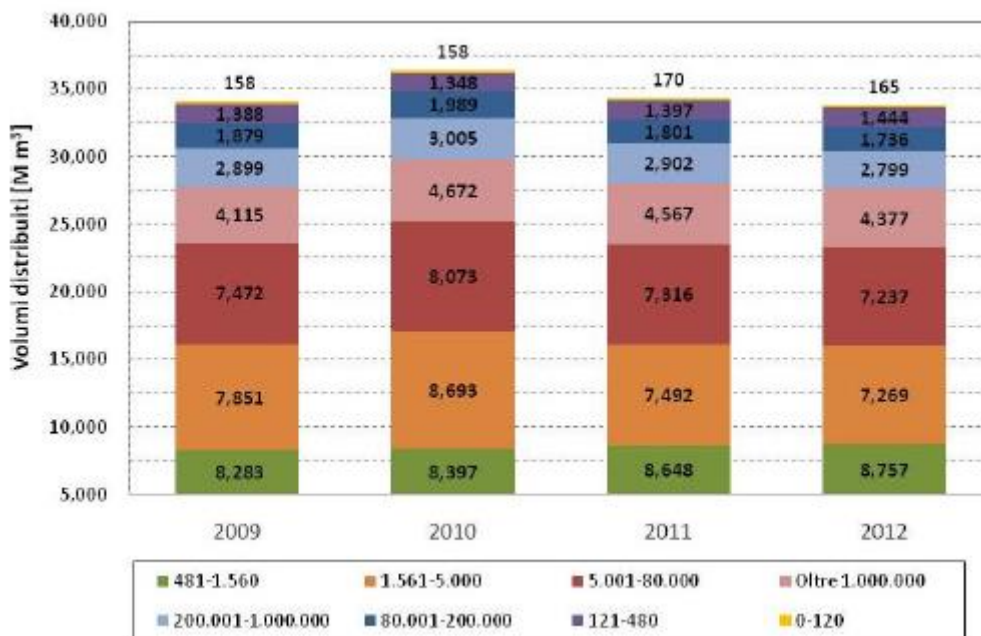


Figura 16. Andamento dei volumi, espressi in M m3, di NG distribuiti al variare delle diverse classi di consumo distinte per m3 annui. Fonte AEEG.

In termini di volumi di NG distribuito, si nota come e sempre la classe 481-1560 Sm3 a prevalere, seguita dalla classe 1561-5000 Sm3, queste classi corrispondono mediamente ad utenze di tipo residenziale con superfici utili medio grandi e ad utenze legate al settore terziario. Questi risultati evidenziano che tali comparti (residenziale e terziario) siano uno dei maggiori settori in cui il NG trova il maggiore utilizzo.

Entrando nello specifico del solo anno 2012, è stato possibile disaccoppiare i dati di consumo in modo tale da evidenziare maggiormente come i diversi tipi di comparti e sotto comparti incidono sul consumo totale di metano; anche in questo caso si è fatto ricorso a dati statistici forniti dalla AEEG.

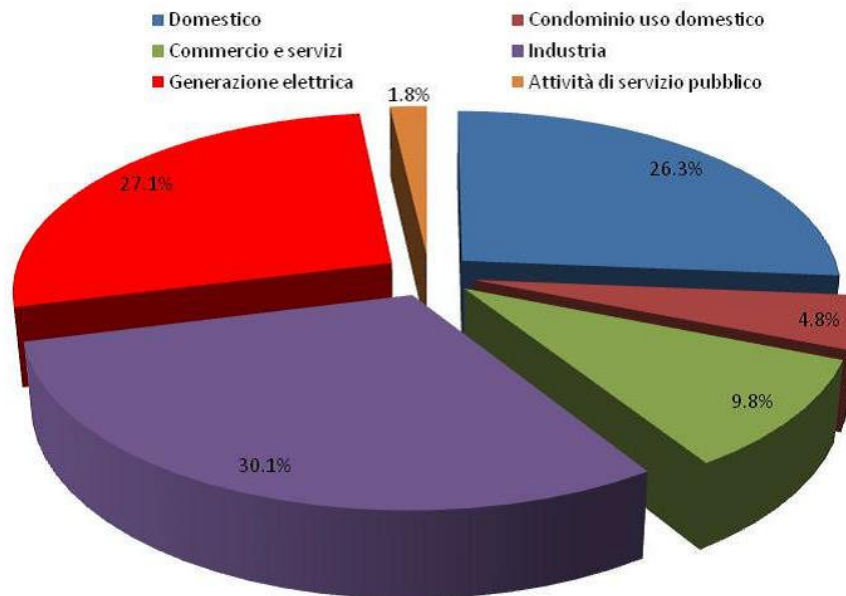


Figura 17. Distribuzione percentuale dei consumi nazionali dei diversi comparti ed attività.

In coerenza con quanto esposto in precedenza, si può osservare come il solo comparto Domestico (inteso come utenze singole) incida per circa il 26.3%, tale percentuale non tiene conto di utenze domestiche di tipo condominiale, le quali incidono per il 4.8 %. In totale il solo settore Domestico (utenze singole + condomini) rappresentano circa il 31 %. I consumi legati ad attività industriali e alla generazione elettrica rappresentano rispettivamente il 30.1 % e 27.7%. In fine i settori commerciale-servizi e quello del pubblico rappresentano rispettivamente il 9.8 % e 1.8 % dei consumi nazionali.

4.1.3 Caratteristiche del mercato nazionale del gas naturale, tipologie di utenza tipi di contratti di fornitura

Il mercato del gas naturale in Italia ha subito numerose modifiche negli ultimi decenni, in particolare sono previsti due tipologie di mercati: Mercato di Maggior Tutela e Mercato Libero. La distinzione principale tra le due tipologie di mercato può essere sintetizzata nel seguente modo: nel primo il prezzo di vendita è regolato dalla AEEG, in particolare sono previsti prezzi di tutela che i diversi fornitori devono garantire. Nel secondo, mercato libero, il prezzo di vendita è legato al mercato e quindi può subire forti variazioni, in funzione del mercato della materia prima. In linea generale, il mercato libero risulta adatto ad utenze con consumi elevati, in cui le variazioni prezzo anche se lieve concorrono a far variare il costo di gestione degli impianti. Il mercato a maggior tutela è invece mediamente più congeniale per utenze con consumi medio bassi, come quelli domestici. Tali affermazioni sono coerenti con quanto emerge dai dati statistici riportati dall'AEEG. In particolare nel settore domestico, si può infatti osservare come all'aumentare della fascia di consumo si ha un incremento della incidenza del mercato libero. Risultati simili si riscontrano anche nel caso delle attività commerciali ed industriali.

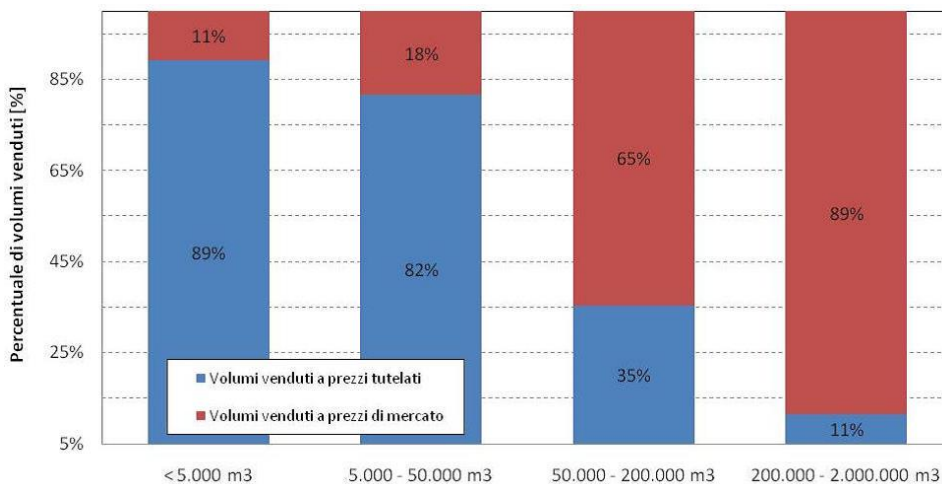


Figura 18. Incidenza dei due diversi mercati di vendita del NG, anno 2011, settore Domestico, fonte AEEG

Un andamento simile lo si è riscontrato negli altri settori, in particolare nel settore industriale il mercato libero comprende percentuali non trascurabili anche per fasce di consumi minori.

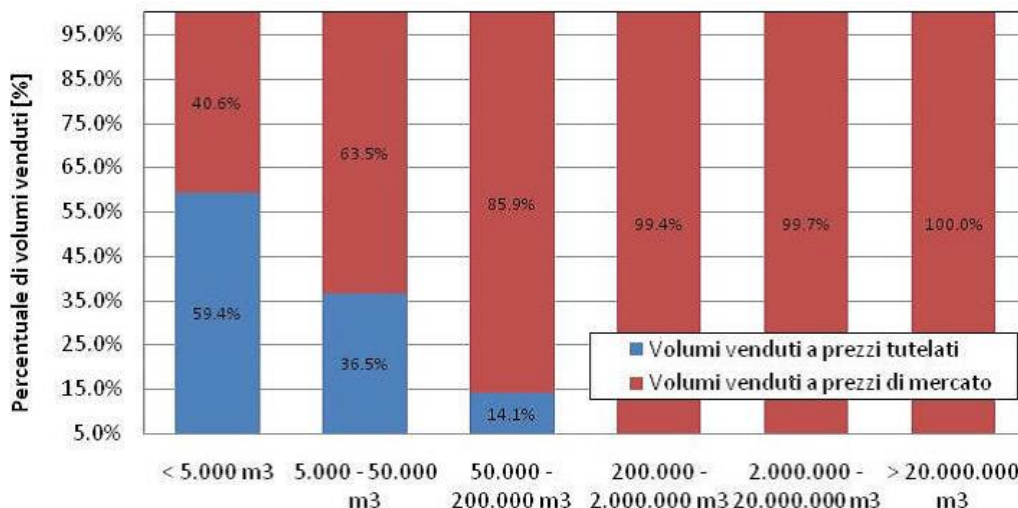


Figura 19. Incidenza dei due diversi mercati di vendita del NG, anno 2011, settore Industriale, fonte AEEG

Allo scopo di evidenziare le peculiarità di un mercato sull'altro si è riportato di seguito un diagramma riassuntivo che mette a confronto i prezzi di vendita dei due tipologie di mercato per le diverse fasce di utenze. Nello specifico si è ritenuto opportuno eseguire il confronto tra i due mercati in due istanti temporali differenti. Relativamente all'anno 2010, si è notato come il mercato libero abbia fornito prezzi di vendita più bassi rispetto al mercato tutelato per utenze con consumi elevati, viceversa per utenze con consumi annui ridotti il mercato di maggior tutela ha permesso la tutela dell'utente garantendo mediamente prezzi minori rispetto a quelli del mercato libero. Nel caso del 2012, si nota invece come il mercato di tutela ha garantito prezzi di vendita mediamente più bassi sia per le diverse fasce di consumo sia per le diverse utenze.

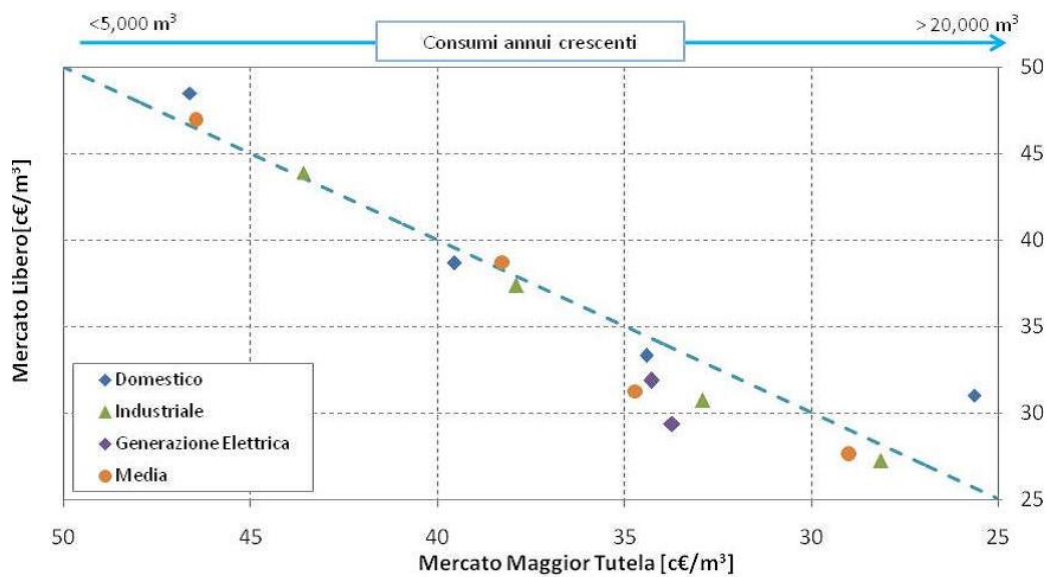


Figura 20. Confronto mercato libero -mercato maggior tutela, anno 2010, fonte AEEG

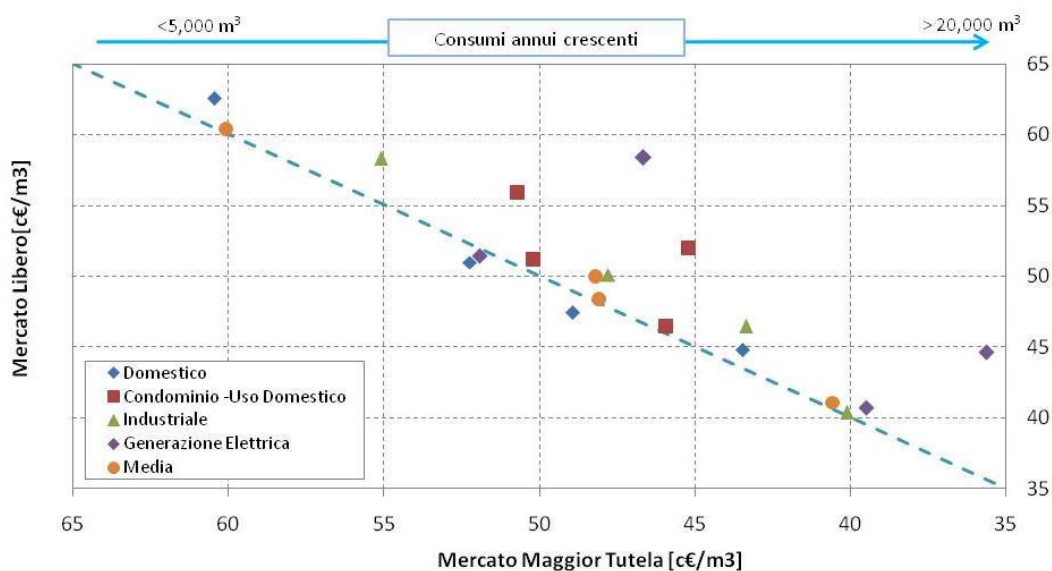


Figura 21. Confronto mercato libero -mercato maggior tutela, anno 2012, fonte AEEG

Ad ogni modo in base al Decreto-legge 21 giugno 2013, n.69, con l'articolo 4, viene stabilito che per il solo uso domestico e previsto un mercato di maggior tutela: Servizio di tutela. Con questo approccio si intende tutelare tali utenze nei confronti delle variazioni di mercato della materia prima, attraverso una calmierazione dei prezzi e soprattutto attraverso un controllo da parte delle autorità sul prezzo finale dell'utente domestico, con consumi entro i 200.000 Sm³/anno. In passato un simile trattamento era previsto anche per alcune utenze non domestiche con specifici valori dei consumi annui.

4.1.3.1 Analisi delle voci di costo del prezzo finale del Gas Naturale

In generale, per un mercato di tutela il prezzo finale del NG è composto da 4 macro voci principali: costi infrastrutturali, costi di vendita, materia prima e imposte. Le quattro voci, incidono in diversa maniera a formulare il prezzo finale. Il loro andamento è variabile nel tempo e risente di numerosi fattori. Si riporta di seguito l'andamento del prezzo finale, per un consumatore domestico medio, in cui il consumo medio annuo è di 1400 Sm³/anno. In termini assoluti, la Figura 22. Andamento del prezzo del metano per un utente medio domestico, con consumo annuo pari a 1400 Sm³, fonte AEEG. Figura 22, evidenzia come il

prezzo del combustibile abbia subito un incremento progressivo. In particolare per il consumatore medio considerato dalla AEEG, si nota come dal III° trimestre del 2009 al II° 2013, vi sia stato un incremento del prezzo finale prossimo al 30 %. Nel dettaglio, tale aumento è imputabile principalmente all'incremento dei costi legati alla materia prima e alle imposte. In termini percentuali, si può affermare che il costo della materia prima ha subito un'incidenza progressiva nell'arco dei 4 anni osservati, raggiungendo un massimo nel 2012 con un picco del 45.5%. Parallelamente le imposte e le altre hanno subito mediamente una lieve riduzione

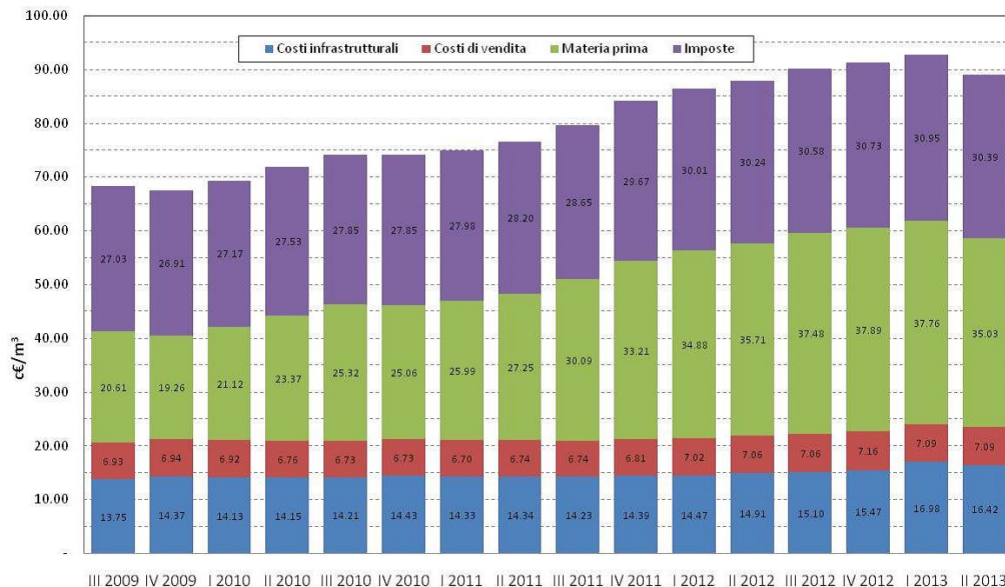


Figura 22. Andamento del prezzo del metano per un utente medio domestico, con consumo annuo pari a 1400 Sm³, fonte AEEG

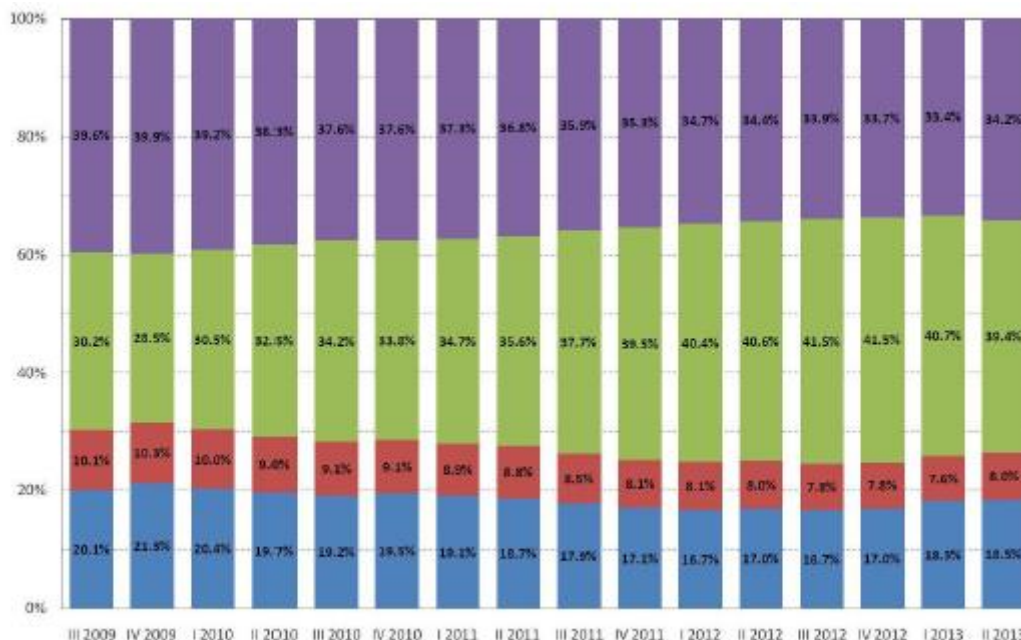


Figura 23. Incidenza percentuale delle diversi componenti del prezzo finale, per un utente medio domestico, con consumo annuo pari a 1400 Sm³, fonte AEEG

I dati riportati in precedenza evidenziano inoltre come le imposte rappresentano una percentuale considerevole del prezzo finale sostenuto dal consumatore finale. Entrando nello specifico di tale voce, in Italia le imposte sul gas vengono gestite in maniera distinta a seconda che l'utenza sia di tipo civile oppure

industriale. Ad ogni modo, in entrambi i settori si possono individuare tre sotto voci principali: Tassa Regionale, Accise e IVA (calcolata sulla somma di tutte le precedenti voci di imposta e consumo di materia prima). La Tassa Regionale varia da regione e regione e in funzione della fascia di consumo. Le accise sono invece funzione prevalentemente della fascia di consumo. L'IVA risulta distinta utenze con IVA al 10% e IVA al 22%, secondo fasce di consumo e tipologia di usi.

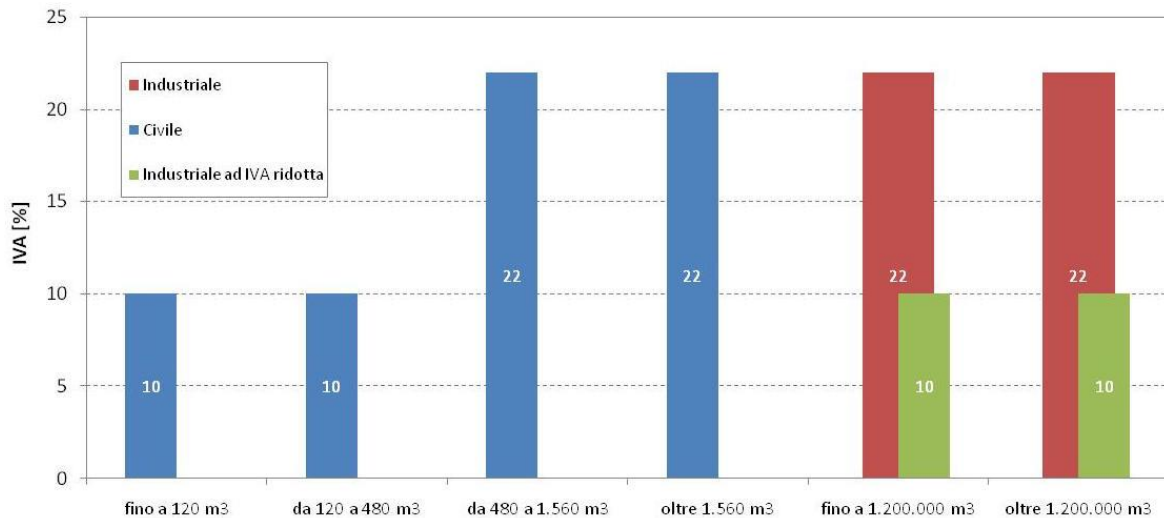


Figura 24. Andamento dell' Imposta sul Valore Aggiunto al varia delle fasce di consumo e del tipo di uso, anno 2014 e 2015, fonte AEEG.

Le fasce di consumo per uso Civile su cui l'IVA incide più pesantemente sono quelle con consumo oltre i 480 Sm³, tali fasce di utenze comprendono mediamente la maggior parte delle utenze domestiche di tipo unifamiliare (utente domestico medio con consumo 1400 Sm³), le utenze domestiche di tipo condominiale e le restanti categorie quali commerciale e servizi. Ad ogni modo in base ai dati riportati in precedenza si evidenzia come tali fasce di utenti siano preponderanti sia in termini di numerosità ma soprattutto in termini di volumi di NG consumato all'anno. Un discorso più complesso va fatto per gli usi industriali, in questo caso l'IVA è distinta a seconda del tipo di attività. L'IVA risulta ridotta per imprese estrattive, agricole e manifatturiere, mentre per le restanti la percentuale dell'imposta del valore aggiunto è del 22%. Nelle figure sottostanti si riportano rispettivamente gli andamenti delle restanti voci di imposta per usi civili ed industriali, al variare delle fasce di consumo, per la regione Lazio. Senza perdere di generalità si può affermare che in base ai dati presenti sul data base AEEG, anche nelle altre regioni l'andamento delle voci di imposta è del tutto analogo a quello del Lazio.

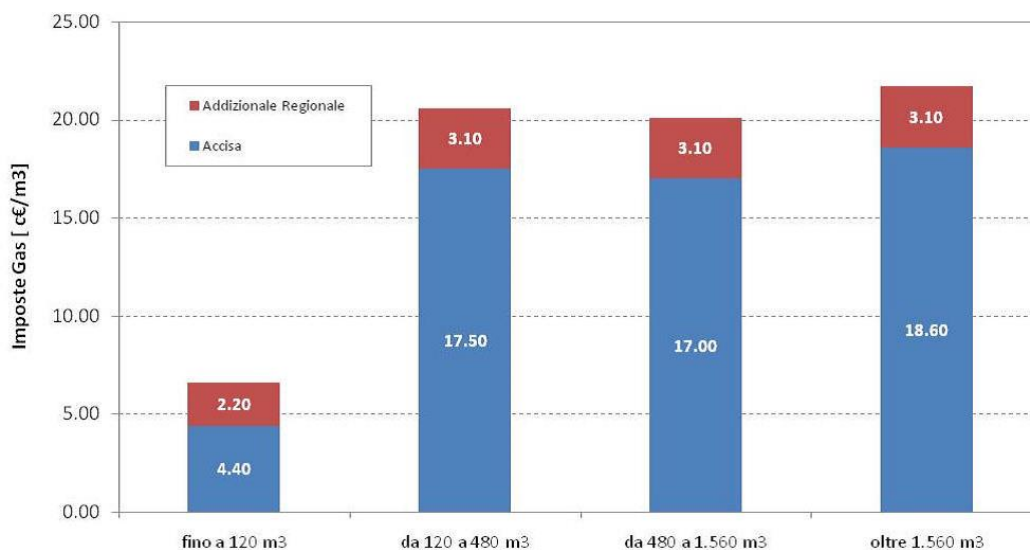


Figura 25. Andamento delle restanti voci di imposta per Usi Civili, anno 2014, Fonte AEEG

Si può osservare come le stesse imposte (al netto dell'IVA) risultano maggiori per quelle fasce di consumo medio-alte, comprendendo anche in questo caso le utenze più numerose nel settore civile. Analizzando le imposte per usi industriali, si nota come maggiore sgravio fiscale è destinato a consumatori di grande entità con consumi oltre 1.200.000 m3. In linea generale, spetta a tutto il settore industriale un livello di imposta molto ridotto rispetto agli usi civili.

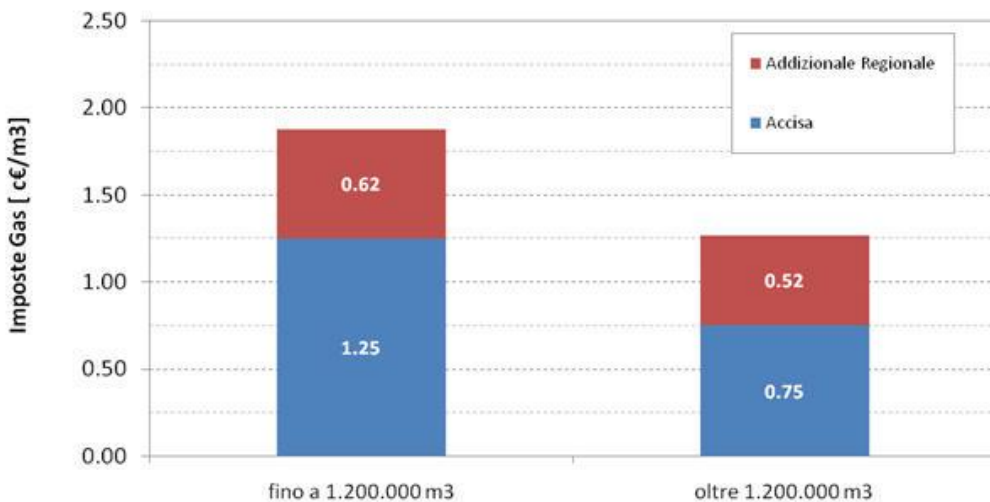


Figura 26. Imposte settore industriale

4.2 Confronto area euro

Nel presente paragrafo viene presentata una sintesi degli andamenti del prezzo del gas in Europa. I dati fanno riferimento al lavoro svolto dall'università Bocconi: I prezzi del gas naturale in Italia e in Europa Rapporto di sintesi- Research Report Series – ISSN 2036-1785.

4.2.1 Settore domestico e industriale

Nel lavoro citato, si ripropone un'analisi di dettaglio sugli andamenti dei prezzi per usi industriali e domestici nei diversi paesi. Fissando l'attenzione sul settore domestico, ciò che si può affermare è che il prezzo di vendita per kWh per utente domestico tipo risulta molto variabile nei diversi paesi, ad ogni modo a parità di fascia di consumo (20-200 GJ, ovvero: 524,9 Sm3 < C < 5249,3 Sm3) il prezzo del consumatore domestico italiano risulta essere in linea con quelli europei, in particolare come è mostrato nella figura seguente, si nota come rispetto alla media europea, nel 2012 il prezzo per l'utente italiano sia leggermente superiore per le fasce di consumo maggiori di 20 GJ (524,9 Sm3).

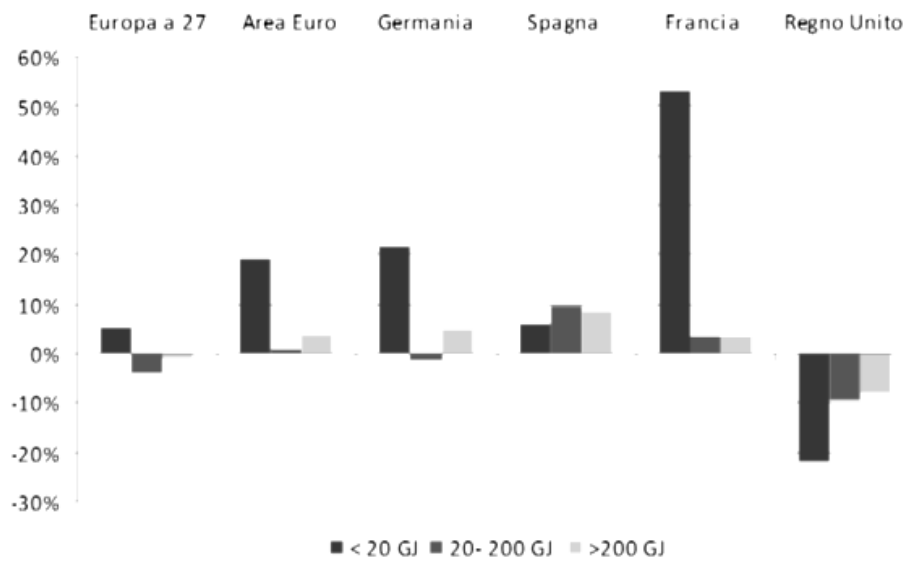


Figura 27. Confronto prezzi paese europei e Italia, il gap positivo indica che nel nostro paese il prezzo (escluse le imposte) e piu basso (54).

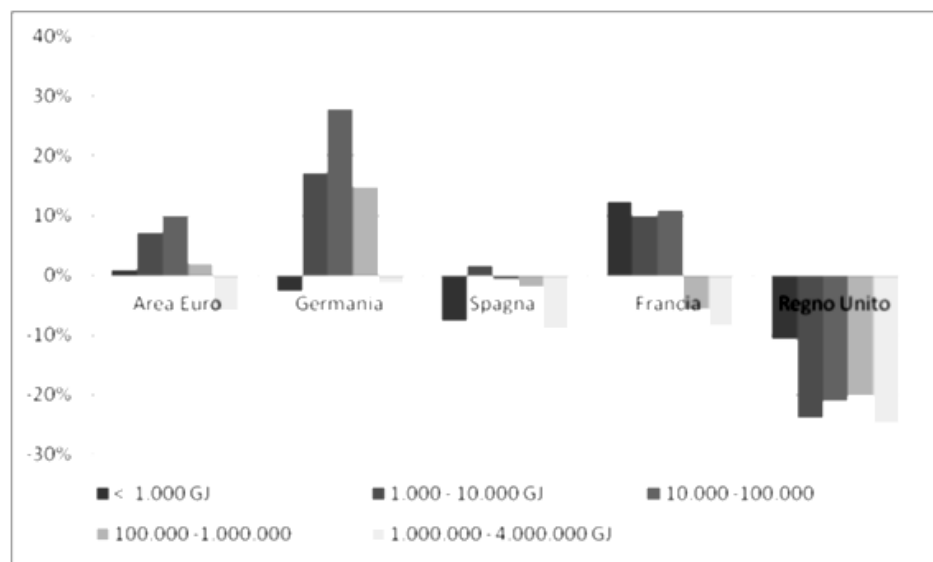


Figura 28. Confronto prezzi (settore industriale) paese europei e Italia, il gap positivo indica che nel nostro paese il prezzo (escluse le imposte) e piu basso(54).

Nel dettaglio i prezzi italiani risultano maggiori rispetto a quelli inglese, e mediamente inferiori rispetto ai restanti paesi dell'euro zona. Nel caso dei consumatori industriali i prezzi italiani, sono mediamente allineati con quelli dell'eurozona, in particolare la Spagna, l' Inghilterra ed in parte la Francia hanno prezzi mediamente inferiori a quelli italiani.

5 Mercato dell'energia elettrica

Allo scopo di aver un quadro d'insieme su come la cogenerazione a metano possa inserirsi all'intero dei sistemi di generazione distribuita di energia, si reso necessario investigare sull'attuale andamento del costo dell'energia elettrica, in particolare essendo la cogenerazione di piccola taglia indicata per gli usi civili, si e deciso di approfondire in questo capitolo un'analisi del mercato elettrico nel campo residenziale, soggetto al mercato di maggior tutela.

5.1 Andamento del prezzo dell'energia elettrica per il mercato di maggior tutela

Nell'arco degli ultimi anni, il settore residenziale ha visto un aumento progressivo del costo del kWh prelevato dalla rete nazionale, in particolare, in base ai dati riportati forniti da AEEG, si riscontra come dal 2007 al 2014 vi sia stato in forte incremento, per le utenze con potenza impegnata pari a 3 kW e consumo medio annuo di 2700 kWh. Nel dettaglio i dati riportati di seguito evidenziano come in questo periodo temporale il costo del kWh abbia subito un incremento del 24%. Si nota in particolare come dal 2012 il prezzo del kWh, abbia raggiunto un valor medio di 19.12 c€.

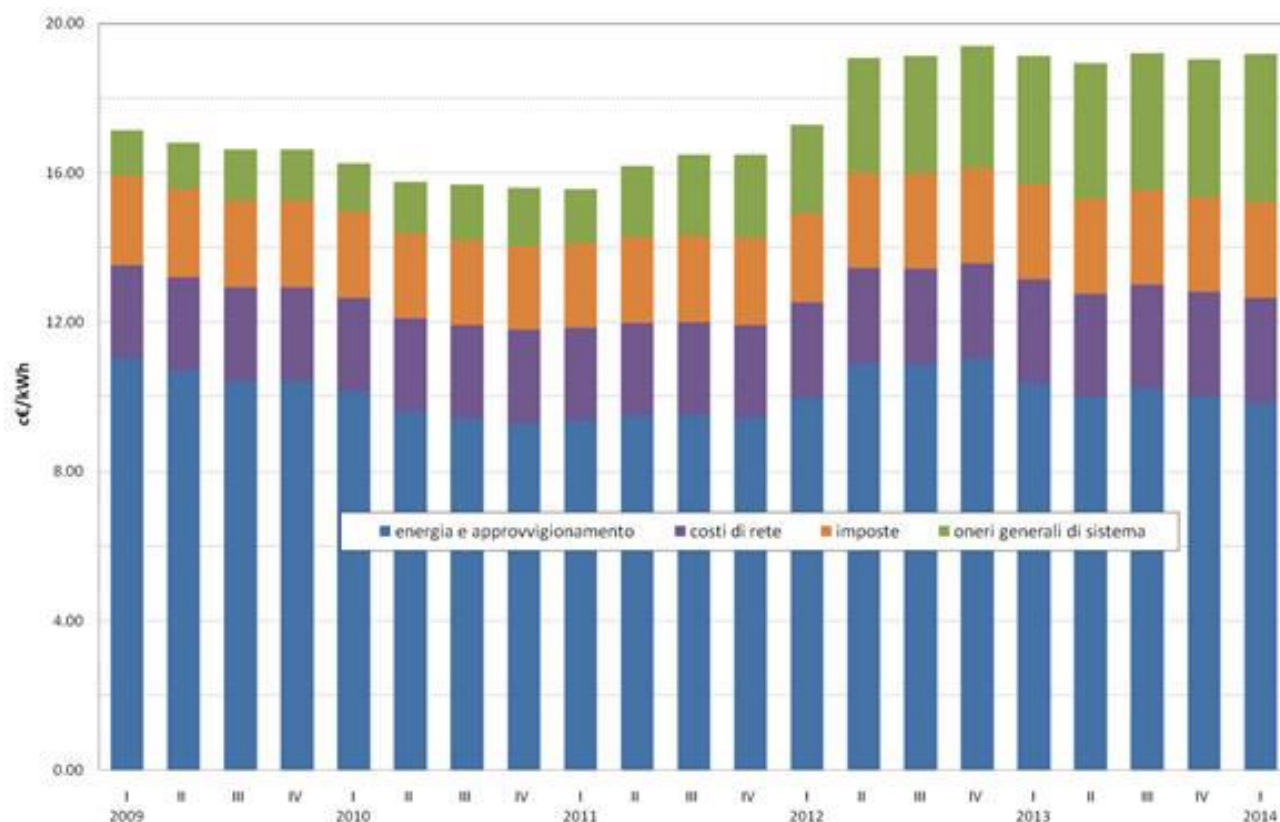


Figura 29. Costo del kWh elettrico per utente domestica con potenza impegnata di 3 kW e consumo medio annuo di 2700 kWh, dato AEEG.

In questa ottica si riporta di seguito l'incidenza percentuale delle diverse voci di costo.

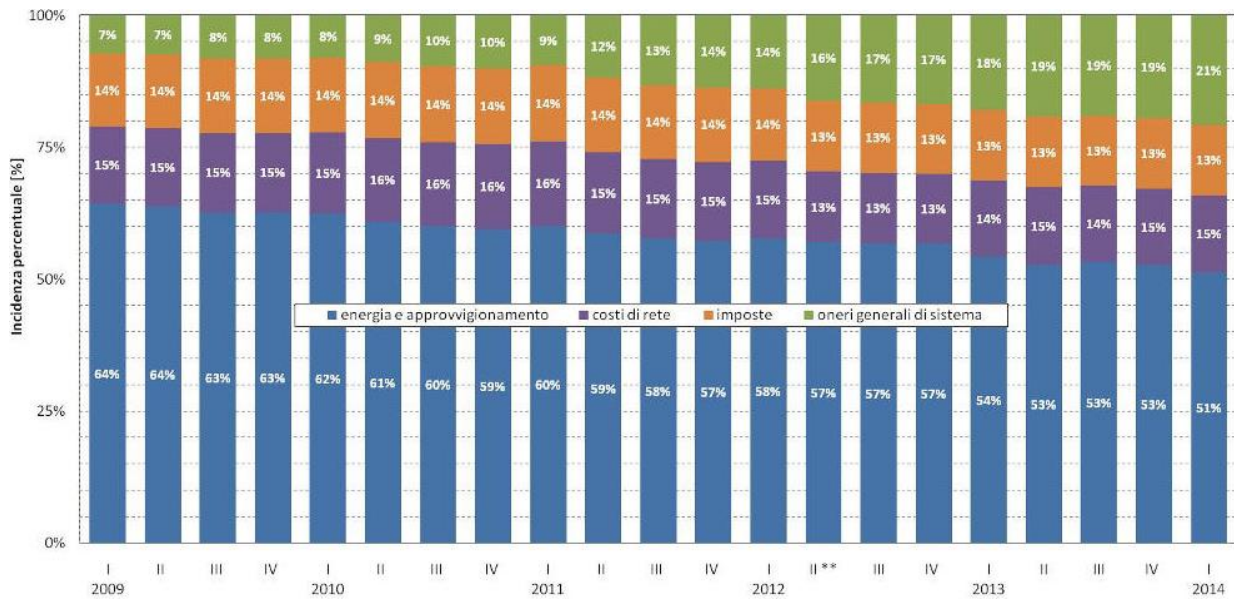


Figura 30. Incidenza percentuale delle diverse voci di costo.

Come di può notare, nel caso del kWh elettrico, la voce che incide maggiormente è legata all'approvvigionamento e all'energia, mentre le imposte incidono mediamente intorno al 13.5 %. Risulta in generale in aumento la voce relativa Oneri generali di Sistema.

Entrando nello specifico delle diverse voci, si riporta di seguito i valori delle accise per le diverse utenze, e per i diversi consumi

Utenza	Fascia di Consumo [kWh]	Accisa [c€/kWh]
Civile	Qualsiasi	2.27
Altri Usi fino a 1,200,000 kWh/mese	Primi 200,000	1.25
	Dopo i primi 200,000	0.75
Altri usi oltre 1,200,000 kWh/mese	Primi 200,000	1.25
	Oltre i 200,000	0.75

Figura 31. Accise, sul kWh elettrico, al variare delle utenze

Si nota come, il valore delle accise risultano particolarmente influenti per gli utenti domestici, in cui tale voce di costo vale 2.27 c€/kWh. Per la categoria Altri Usi, l'accisa oscilla tra 1.25 e 0.75 c€/kWh.

Riguardo alla tassa sul valore aggiunto, rispetto all'approvvigionamento del gas naturale, si riscontra in questo caso come per l'uso domestico, l'IVA si attesti al 10%, mentre per gli usi non domestici, si

distinguono di nuovo due categorie uno con iva al 10% e una con IVA del 22%. Nella prima categoria ricadono:

- imprese estrattive;
- agricole e manifatturiere comprese le poligrafie, editoriali e simili;
- funzionamento degli impianti irrigui e di sollevamento e scolo delle acque da parte di Consorzi di bonifica e Consorzi di irrigazione.

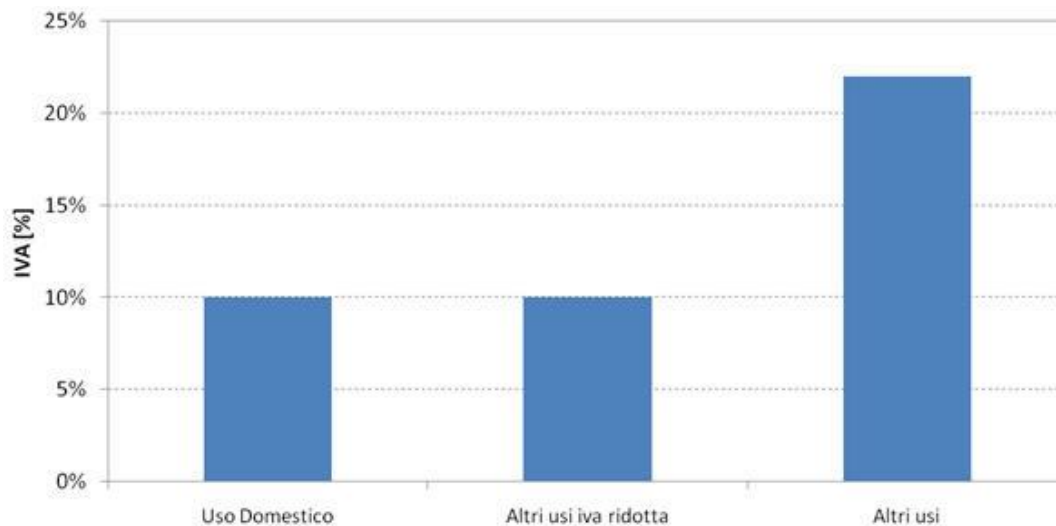


Figura 32. Andamento dell'IVA alla variare del tipo di utenza.

6 Inquadramento Normativo e Incentivante

6.1 Direttive europee, sviluppo normativo e della politica incentivante in Italia

In questo capitolo viene presentata un'analisi delle Direttive e Normativa Europee e Italiane, che interessano la diffusione della cogenerazione. La comunità europea in linea con i criteri di risparmio energetico e la riduzione delle emissioni di GHG alla base agli accordi 2020, si è prefissata l'obiettivo di promuovere l'uso razionale dell'energia primaria, attraverso l'utilizzo di sistemi di cogenerazione ad alto rendimento. Tale obiettivo, viene per la prima volta evidenziato dalla Direttiva 11 febbraio 2004 del Parlamento Europeo e del Consiglio, n.2004/8/CE, tale documento definisce il concetto di Calore Utile, definito come il quantitativo di energia termica che un sistema cogenerativo produce per soddisfare un dato fabbisogno termico, che altrimenti sarebbe stato fornito mediante un sistema di produzione non cogenerativa. Lo stesso documento definisce per la prima volta il concetto di cogenerazione ad alto rendimento (CAR), infine definisce il termine di energia elettrica "qualificabile come cogenerativa" ovvero prodotta in contemporanea a quella termica (assetto cogenerativo della macchina).

In ambito nazionale, in linea con quanto esposto dalla Direttiva Europea sopra citata, il primo contributo verso l'incentivazione della cogenerazione ad alto rendimento, viene dal Decreto legislativo 8 febbraio 2007, n.20. In questo documento, si delinea i criteri dei nuovi criteri per l'attribuzione del CAR ad un sistema cogenerativo. Tale approccio si basa sul calcolo del risparmio di energia primaria, ovvero con la determinazione dell'indice Primary Energy Saving (PES). Lo stesso decreto introduce il concetto di Garanzia di Origine per l'energia elettrica prodotta da sistemi cogenerativi CAR (GOc). Tale certificazione permette ai produttori di certificare che l'energia elettrica prodotta proviene da sistemi cogenerativi ad alto rendimento. Il decreto 8 febbraio 2007, n.20 unitamente alla Legge 23 luglio 2009, n. 99 definiscono un regime di sostegno dei sistemi CAR per un periodo non inferiore a 10 anni in proporzione al risparmio di energia primaria e all'energia auto consumata in sito, durante un determinato periodo. In accordo con le normative precedentemente citate e con la direttiva europea n.2004/8/CE, con il DM 4 agosto 2011 e con il DM dello Sviluppo Economico del 5 settembre 2011 vengono definiti i criteri per il riconoscimento di CAR, per il calcolo della quantità di energia elettrica qualificabile come cogenerativa e le modalità di accesso al regime di sostegno da parte della cogenerazione ad alto rendimento.

Nel dettaglio vengono delineate, dal DM del 5 settembre 2011 le modalità di calcolo per l'attribuzione di Titoli di Efficienza Energetica (Certificati Bianchi (CB)) da attribuire ai sistemi cogenerativi che soddisfano il requisito di CAR.

L'intera stima dell'energia elettrica da cogenerazione e la relativa attribuzione e dei CB viene ampiamente descritta nel documento Linee guida per l'applicazione del Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011 – Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR) (55). Il rilascio CB è consentito, secondo il DM 28 Dicembre 2012, alle seguenti strutture:

- Imprese distributrici di energia elettrica e gas con un numero di clienti maggiore di 50.000, essendo tali soggetti obbligati;
- Imprese controllate dalle precedenti, in qualità di soggetti non obbligati;
- Imprese operanti nel settore energetico;
- Imprese o enti dotati di Energy Manager o di certificazione ISO 50001.

I certificati bianchi rilasciati, possono essere utilizzati dai soggetti obbligati per assolvere l'obbligo imposto loro dal DM 20 luglio 2004. In alternativa per i soggetti non obbligati, oppure possono essere oggetto di scambio e contrattazione. Gli stessi soggetti può richiedere in alternativa il ritiro da parte del GSE dei Certificati Bianchi cui ha diritto, con conseguente prezzo di ritiro.

6.2 Calcolo del PES e del numero di CB

In linea con l'inquadramento normativo sopra citato, al fine del riconoscimento della qualifica di CAR nel DM 4 agosto 2011, viene definita la grandezza rendimento globale (η_{glob}) dell'unità di cogenerazione:

$$\eta_{glob} = \frac{E + H_{CHP}}{F} \quad 4.1$$

Dove E e H CHP sono rispettivamente l'energia elettrica e termica utile prodotte in modalità di cogenerazione nel periodo di riferimento (definito come anno solare 1 gennaio-31 dicembre). Mentre la grandezza F individua l'energia presente nel combustibile consumato dal sistema cogenerativo durante il periodo di riferimento. In linea generale tale approccio richiede la contabilizzazione dell'energia termica ed elettrica prodotta durante tutto il periodo, al fine di semplificare la procedura per tagli di cogeneratori ridotti, la normativa prevede che per i solo impianti di micro cogenerazione i valori di calcolo del rendimento globale possano essere utilizzati quelli forniti dal produttore della macchina stessa. Si riporta di seguito l'identificazione del tipo di cogenerazione in funzione della taglia elettrica.

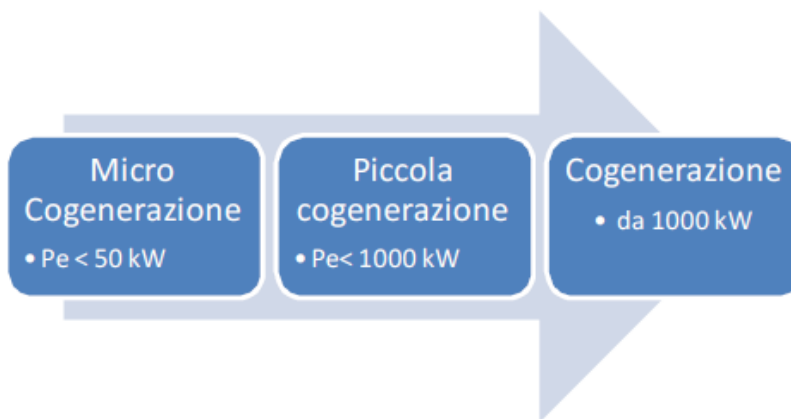


Figura 33. Tipologie di impianti di cogenerazione secondo il DM 4 Agosto del 2011

Al variare dell'indice di rendimento globale η_{glob} , la normativa prevede la distinzione tra due possibili configurazioni. In particolare per i motori a combustione interna nel caso in cui l'energia prodotta è considerata tutta di tipo cogenerativo. Viceversa nel caso in cui solo una quota parte di energia è considerata come cogenerativa. Focalizzando l'attenzione sul caso in cui sia soddisfatta la soglia minima di rendimento globale, l'attribuzione della qualifica di CAR è associata a sistemi cogenerativi che rispettano una soglia minima di PES. In particolare le unità classificate come micro cogenerazione e necessario il PES sia maggiore di zero.

La relazione prevista dal DM 4 Agosto 2011 per la stima del PES è riportata di seguito.

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHPH_{\eta}}{REFH_{\eta}} + \frac{CHPE_{CHP}}{REFE_{\eta}}} \right) \cdot 100\%$$

4.2

$$CHPH_{\eta} = \frac{H_{CHP}}{F_{CHP}}$$

$$CHPE_{\eta} = \frac{E_{CHP}}{F_{CHP}}$$

Al fine di identificare i parametri che maggiormente governano il valore del PES, si è deciso di eseguire un'analisi parametrica, in cui sono state fatte variare volta per volta le seguenti grandezza:

- Percentuale di autoconsumo elettrico;
- Rendimento elettrico;
- Tipo di Combustibile.

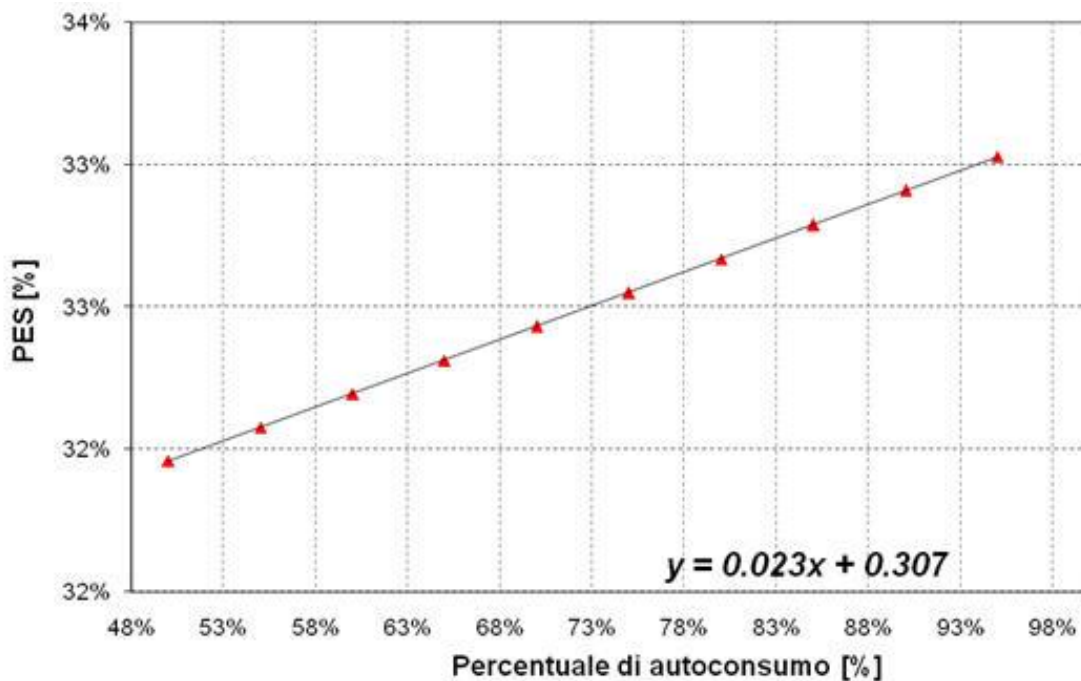


Figura 34. Andamento del PES in funzione della percentuale di autoconsumo, per un cogeneratore alimentato a gas naturale con rendimento termico ed elettrico rispettivamente del 70%, 26%, installato nel Lazio.

In linea con quanto stabilito dalle normative, il risparmio di energia primaria PES, risulta essere direttamente proporzionale con la percentuale di autoconsumo elettrico. Questo approccio comporta un incentivo alla realizzazione di impianti destinati ad un autoconsumo elettrico, a tale fine risulta quindi indispensabile un'attenta fase preliminare di progettazione in cui è richiesto un audit energetico dell'edificio in modo tale da tarare opportunamente la taglia del cogeneratore, evitando inutili sovradimensionamenti. Successivamente si è analizzato come il rendimento elettrico influisca sul PES, anche in questo caso si nota un legame di tipo lineare, ad ogni modo come è facile osservare il rendimento elettrico risulta più influente della percentuale di autoconsumo nei confronti del PES.

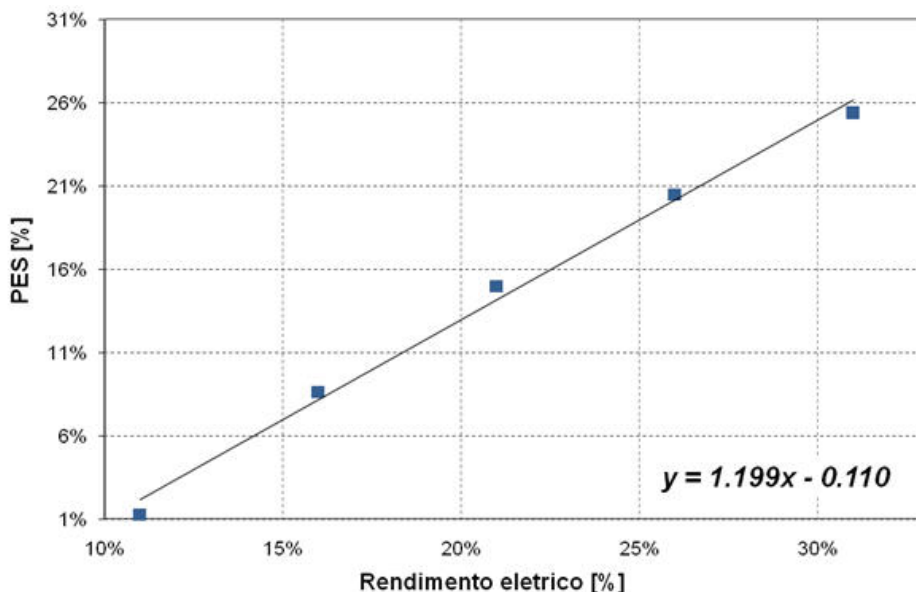


Figura 35. Andamento del PES in funzione del rendimento elettrico, avendo fissato un rendimento globale del 75%, per una installazione alimentata a gas naturale, situata nel Lazio.

Infine è stato interessante valutare come al variare di combustibile possa mutare il valore del PES, a parità di altre condizioni. Si nota nella figura seguente come l’uso di combustibili meno pregiati (come Gas di Processo o derivati come Bio Gas), portino ad un valore maggiore del PES. Questo aspetto è coerente con l’approccio di valorizzazione e uso razionale dell’energia primaria.

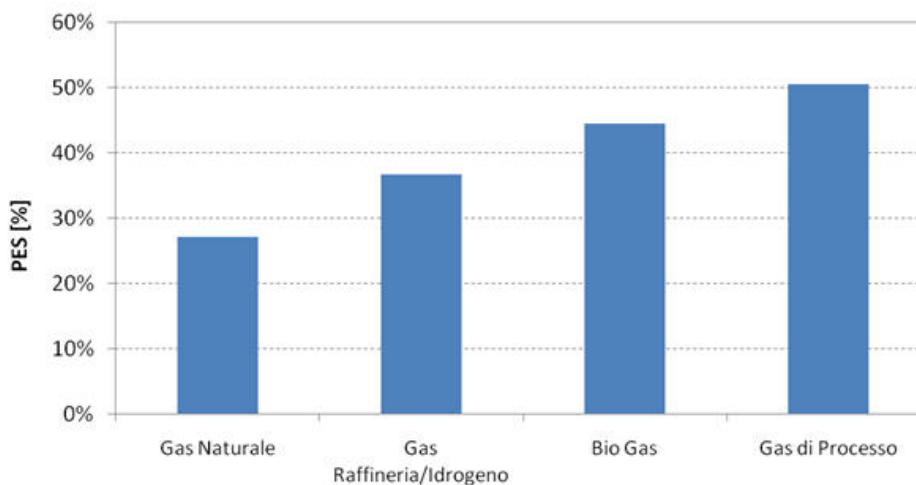


Figura 36. Andamento del PES al variare del tipo di combustibile gassoso utilizzato, per un’installazione con rendimento termico ed elettrico rispettivamente del 50% e del 30%, situata nel Lazio.

Il Gas Naturale, a parità di altre condizioni, mostra un valore del PES minore, questo è dovuto al fatto che tale risorsa risulta essere più pregiata rispetto alle altre, e quindi ad essa compete un risparmio di energia primaria inferiore. Al fine di definire l’incentivo economico da attribuire ad un sistema di cogenerazione CAR, il quadro normativo ha definito l’indice Risp, MWh di energia annua risparmiata in un anno. In funzione del valore di tale indice vengono assegnati i relativi Titoli di Efficienza Energetica (CE), i quali sono caratterizzati da uno specifico mercato. L’attuale sistema incentivante prevede il riconoscimento dei certificati bianchi per almeno 10 anni, con l’obbligo che il sistema verifichi per ogni anno di incentivo la condizione di CAR. Un parametro fondamentale, che influisce sul quantitativo di energia

risparmia e quindi sui relativi CB assegnato al sistema cogenerativo, sono essenzialmente le ore di funzionamento annuo, come evidenziato di seguito. Il contributo economico che il quadro incentivante tende ad attribuire all'impianto è direttamente proporzionale all'indice Risp e alla quotazione dei CB. Si riporta di seguito l'andamento del Risp. e l'incentivo annuo che compete ad un sistema di micro-cogenerazione con taglia elettrica pari a 5 kW e 13 kW termici, alimentato a gas naturale e installato nel Lazio.

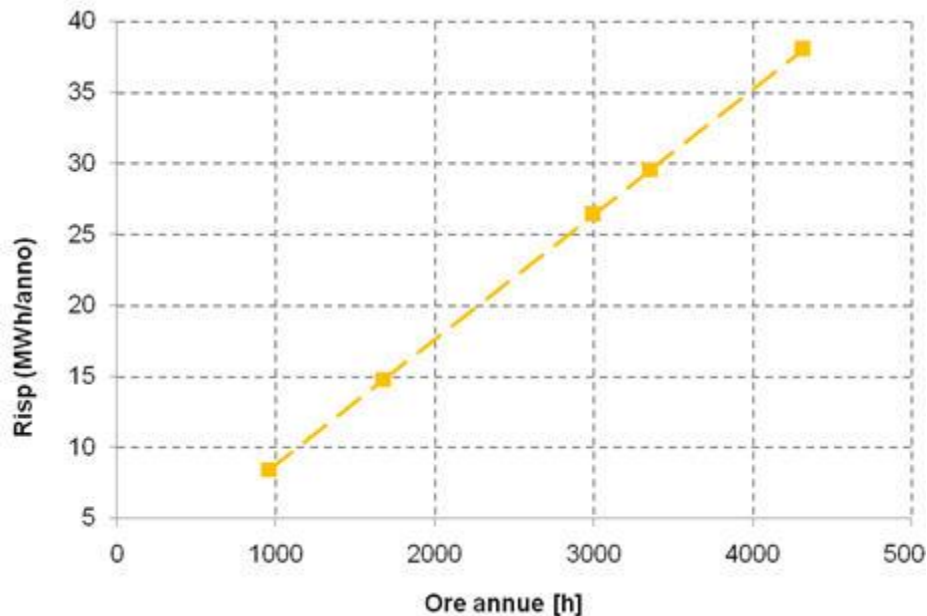


Figura 37. Andamento dell'indice Risp, per un impianto di micro-cogenerazione con potenza elettrica pari a 5 kW e termica di 13 kW, al variare delle ore annue di funzionamento.

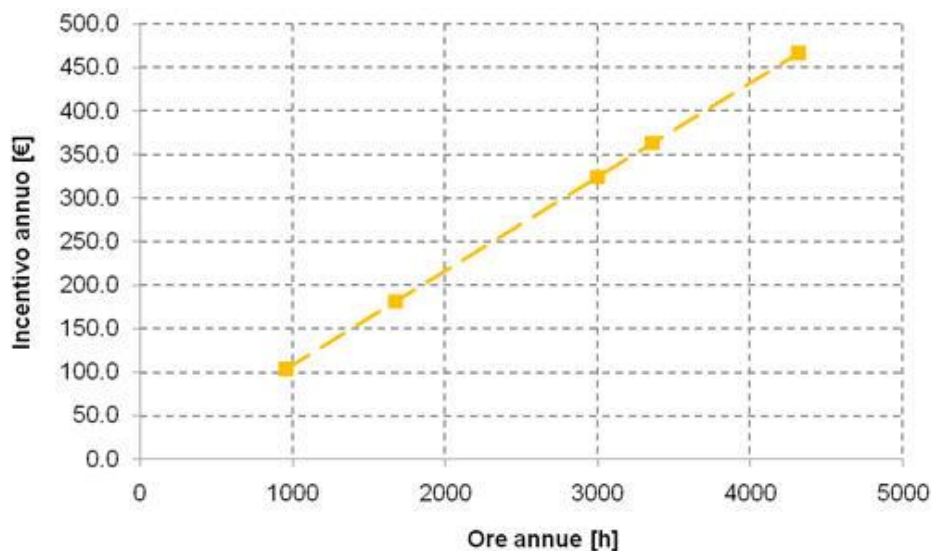


Figura 38. Andamento del contributo incentivante annuo per per un impianto di microcogenerazione con potenza elettrica pari a 5 kW e termica di 13 kW, al variare delle ore annue di funzionamento.

Coerentemente con quanto sopra esposto e evidente come un adeguato dimensionamento della taglia dell'impianto possa portare ad un numero annuo di ore di lavoro adeguato per massimizzare l'importo dell'incentivo. In altre parole al fine di ottenere un beneficio maggiore dal sistema incentivante dei CB, è necessario dimensionare l'impianto in modo tale da garantire un numero di ore di lavoro minimo.

6.3 Miscele idrometano

6.3.1 Generalità sugli utilizzi delle miscele di idrometano

In ambito energetico allo stato attuale, la comunità scientifica unitamente alle nuove tendenze normative dei paesi industrializzati, sono orientati verso l'utilizzo di una fonte energetica a ridotto impatto ambientale. In particolare, le strategie promosse dal protocollo di Kyoto mirano a diffondere la filosofia di un abbattimento delle emissioni di GHG deviate da attività antropiche. In questo senso, come già accennato in precedenza il Gas Naturale (NG) si pone come un ottimo compromesso tra i tradizionali combustibili fossili (Carbone e Olio Combustibile) e la generazione di tipo Nucleare (ad emissioni zero ma con complessità impiantistiche e ambientali non ancora pienamente superate). In questo senso, il NG ha subito negli ultimi decenni un incremento considerevole sia per la generazione centralizzata di energia, sia per usi di tipo civile.

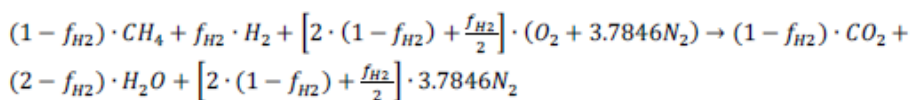
Attualmente, in ambito scientifico si sta orientando la ricerca verso l'ideazione di fonti energetiche con un maggiore grado di sostenibilità ambientale. In questo ambito trovano sempre più spazio combustibili alternativi come l'idrogeno. Una simile risorsa trova allo stato attuale numerosi impieghi connessi alla generazione di energia, prima tra tutti l'utilizzo dello stesso all'interno di celle a combustibile, come ampiamente descritto nella premessa del presente lavoro. Contestualmente a tali applicazioni, si è a poco a poco diffuso un ulteriore filo di ricerca che prevede l'utilizzo del H₂ per arricchire il NG. La finalità di una simile ricerca è quella di migliorare le potenzialità energetiche della miscela, aumentandone il potere calorifero massico, e incrementarne la sostenibilità ambientale (riduzione di GHG durante la combustione). Prime applicazioni di miscela di NG e H₂ (H₂NG) sono state condotte nel campo motoristico, in questo ambito numerosi autori hanno riscontrato come la miscela di H₂NG migliorino l'efficienza di conversione elettrica dei motori. Dal punto di vista ambientale, sotto alcune condizioni si è riscontrato come tali miscele utilizzate all'interno di ICE generino emissioni ridotte rispetto al tradizionale NG. Nel dettaglio si è riscontrato come, grazie ad un rapporto H/C e alla maggior velocità di combustione le emissioni di CO e CO₂ siano tendenzialmente minori rispetto al NG (44) (45). In aggiunta a ciò in letteratura si è riscontrato come in ultra magre le emissioni di NO_x sono abbattute ($1.54 < \lambda < 2$) (45) (46). Un'ultima frontiera per quanto riguarda l'utilizzo di miscele di H₂NG è rappresentata dalla generazione stazionaria di energia all'interno di ICE. In questo caso, l'arricchimento della miscela con H₂, oltre ad un incremento dell'efficienza meccanica del motore, alla riduzione di emissioni di CO CO₂ ed NO_x in alcune condizioni di lavoro, produce un maggior una concentrazione molare maggiore del vapore acqueo nei gas combusti. Questo aspetto, nelle applicazioni di cogenerazione è particolarmente importante, in quanto una maggior concentrazione di vapore acqueo nei gas combusti può essere sfruttato per la quota parte di calore latente derivante dalla combustione della miscela (47). Alla luce di quanto la letteratura scientifica evidenzia fino al momento attuale, si può affermare come effettivamente l'idrogeno anche in soluzione con il NG, possiede indubbi potenziali sia di tipo energetico sia di tipo ambientale, entrambi aspetti particolarmente rilevanti nella società odierna. Dal punto di vista del bilancio energetico della filiera, al momento la produzione dell'idrogeno è un anello debole che ne impedisce la sua diffusione su larga scala. In generale, l'H₂ deriva essenzialmente dalla filiera di idrocarburi, oppure da processi di idrolisi, con un conseguente dispendio di energia.

Questo aspetto, di assoluta rilevanza per una potenziale diffusione delle miscele di idrometano, può essere superato considerando che allo stato attuale esistono tecnologie di produzione energetica non programmabile che possono essere sfruttate per la produzione di H₂ nel momento in cui non sono utilizzate direttamente dal utente. In questo senso, la tecnologia fotovoltaica e quella eolica possono contribuire significativamente alla realizzazione di sistemi di produzione diffusa di H₂, in quanto l'energia in eccesso (derivante dalla non coincidenza tra la domanda e la produzione) può essere utilizzata per la produzione di idrogeno rinnovabile mediante l'utilizzo di elettrolizzatori ad attivazione elettrica. L'idrogeno così prodotto, sarà caratterizzato da emissioni di CO₂eq nulle in quanto prodotto da sistemi privi di emissioni GHG, in aggiunta a ciò si ridurrebbe l'immissione di energia elettrica in eccesso in rete, a vantaggio di una migliore gestione del bilancio di rete. L'utilizzo di sistemi localizzati di produzione di idrogeno, ad oggi modo è frenato dall'investimento iniziale richiesto (un valore di riferimento stimato in base a dati di letteratura è 34,000 € per un elettrolizzatore con portata di 0.5 Nm³/h) (48). Al fine di

superare tale limite economico e auspicabile realizzare sistemi di produzione di idrogeno centralizzati di taglie non inferiori ai 200 Nm³/h, ed immettere nella rete di distribuzione del NG la miscela di H₂NG. Un simile progetto è stato sottoposto ad un'analisi tecnico-economica in Germania (49).

6.3.2 Recupero di calore latente mediante miscela ad idrometano e relativo impatto ambientale

L'arricchimento del NG mediante volumi controllati di H₂ altera la composizione chimica della miscela con conseguente variazione delle proprietà termodinamiche della miscela stessa. La conoscenza approfondita di tale aspetto risulta essere particolarmente rilevante ai fini dell'ottimizzazione di un sistema energetico che utilizzi idrometano come fonte di energia. Al fine di avere un quadro d'insieme sulle potenzialità e i limiti di una simile miscela nel campo della cogenerazione con motori a combustione interna, si è ritenuto necessario condurre un'attenta analisi sullo stato dell'arte della ricerca in questo ambito. G. Lo Basso in , partendo dall'equazione di combustione in condizioni stechiometriche della miscela di idrometano ha ricavato l'andamento delle proprietà della miscela al variare della concentrazione in volume di H₂ (50) (Tabella 2. 5).



Quello che emerge dai valori riportati nella tabella, e che l'incremento di idrogeno produce una riduzione di contenuto d'acqua nei gas combusti, i quali a loro volta diminuiscono la loro portata in proporzione all'aggiunta di H₂. Ad ogni modo la riduzione del contenuto d'acqua non è proporzionale a quella dei gas combusti, in conseguenza di ciò si ha un incremento della frazione molare del vapore acqueo con conseguente aumento della pressione parziale dello stesso. A ragione di tale risultato, si nota come la temperatura di saturazione del vapore subisca un incremento con l'aggiunta del H₂. Lo stesso autore ha realizzato dei diagrammi di valutazione speditiva delle proprietà di condensazione della miscela al variare del contenuto di idrogeno.

Tabella 2. Caratteristiche delle miscele di H₂NG, in funzione della concentrazione di idrogeno (50)

f_{H_2} [% vol.	Water partial pressure [bar]	x_{H_2O} [% vol.	T_{sat} [°C]	δ_{blend} [kgH ₂ O/ Nm ³ fuel]	Available Energy [kWh/Nm ³ fuel]
0%	0.1917	18.9229%	59.14	0.0360	1.0528
5%	0.1939	19.1451%	59.40	0.0351	1.0262
10%	0.1964	19.3848%	59.66	0.0342	0.9996
15%	0.1990	19.6439%	59.95	0.0333	0.9730
20%	0.2018	19.9251%	60.26	0.0324	0.9464
25%	0.2049	20.2313%	60.59	0.0315	0.9198
30%	0.2083	20.5659%	60.94	0.0306	0.8932

L'approccio grafico permette di stimare il contenuto di vapore acqueo nei fumi partendo dalla temperatura misurata dei gas combusti. Successivamente, mediante una successiva mappa correlata alla prima e possibile stimare, per una data miscela di H₂NG, l'efficienza di condensazione definita di seguito (51) (52).

Con il termine dove δ_{max} si è indicato la concentrazione teorica di vapore acque teorico, definito in funzione della percentuale di H₂ della miscela, mentre δ rappresenta il valore del contenuto d'acqua presente nei fumi in corrispondenza della temperatura rilevata.

$$\eta_{condens} = \frac{\delta_{max} - \delta}{\delta_{max}}$$

Si riporta di seguito una sintesi dell'approccio grafico descritto in precedenza. L'approccio grafico permette di valutare le potenzialità di condensazione del vapore acqueo per diverse tipologie di miscela.

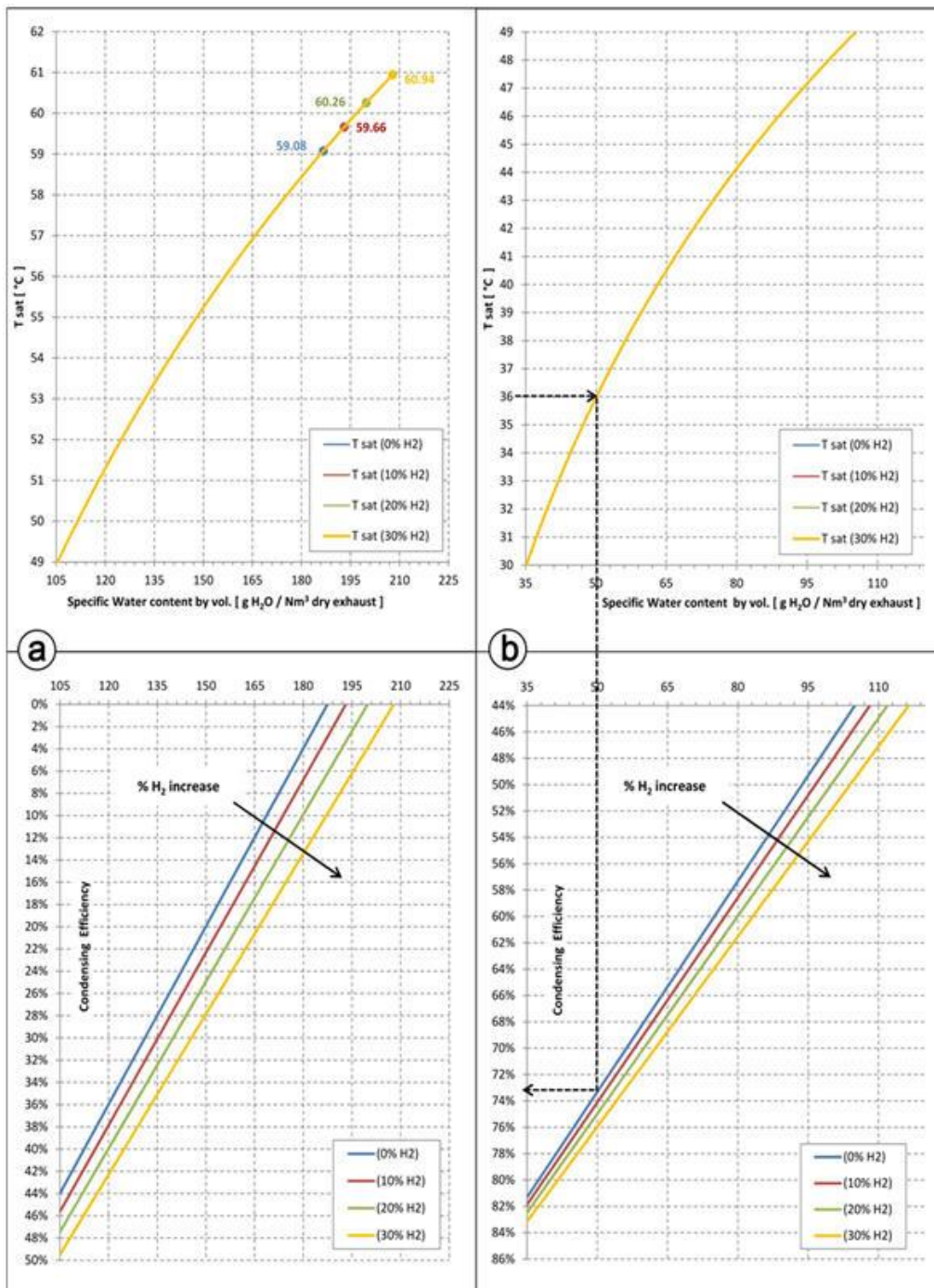


Figura 39. Stima delle efficienze di condensazione di miscela ad idrometano, elaborate da G. Lo Basso (50)

Un simile approccio risulta particolarmente utile in tutti i casi in cui è necessario stimare l'effetto del recupero di calore latente da una miscela di NG arricchita con H₂. Nel dettaglio del presente lavoro di tesi di dottorato, l'approccio grafico è stato adottato per analizzare il recupero termico di un cogeneratore a condensazione alimentato sia a NG sia a H₂NG. Ad inizio capitolo si è precisato come a parità di proprietà termodinamiche dei combustibili, la tendenza attuale sia quella di prediligere fonti energetiche a ridotto impatto ambientale. In particolare essendo la CO₂ uno dei maggiori responsabili dell'effetto serra, risulta necessario promuovere l'utilizzo di combustibili a ridotte emissioni in atmosfera. In questa ottica, le miscele di idrometano trovano ampio spazio, in quanto grazie all'arricchimento di H₂ vi è una riduzione potenziale delle emissioni di CO₂. Questo risultato emerge in prima analisi dall'equazione di combustione delle miscele H₂NG, ed è ampiamente descritto nell'approccio grafico proposto da G. Lo basso (50).

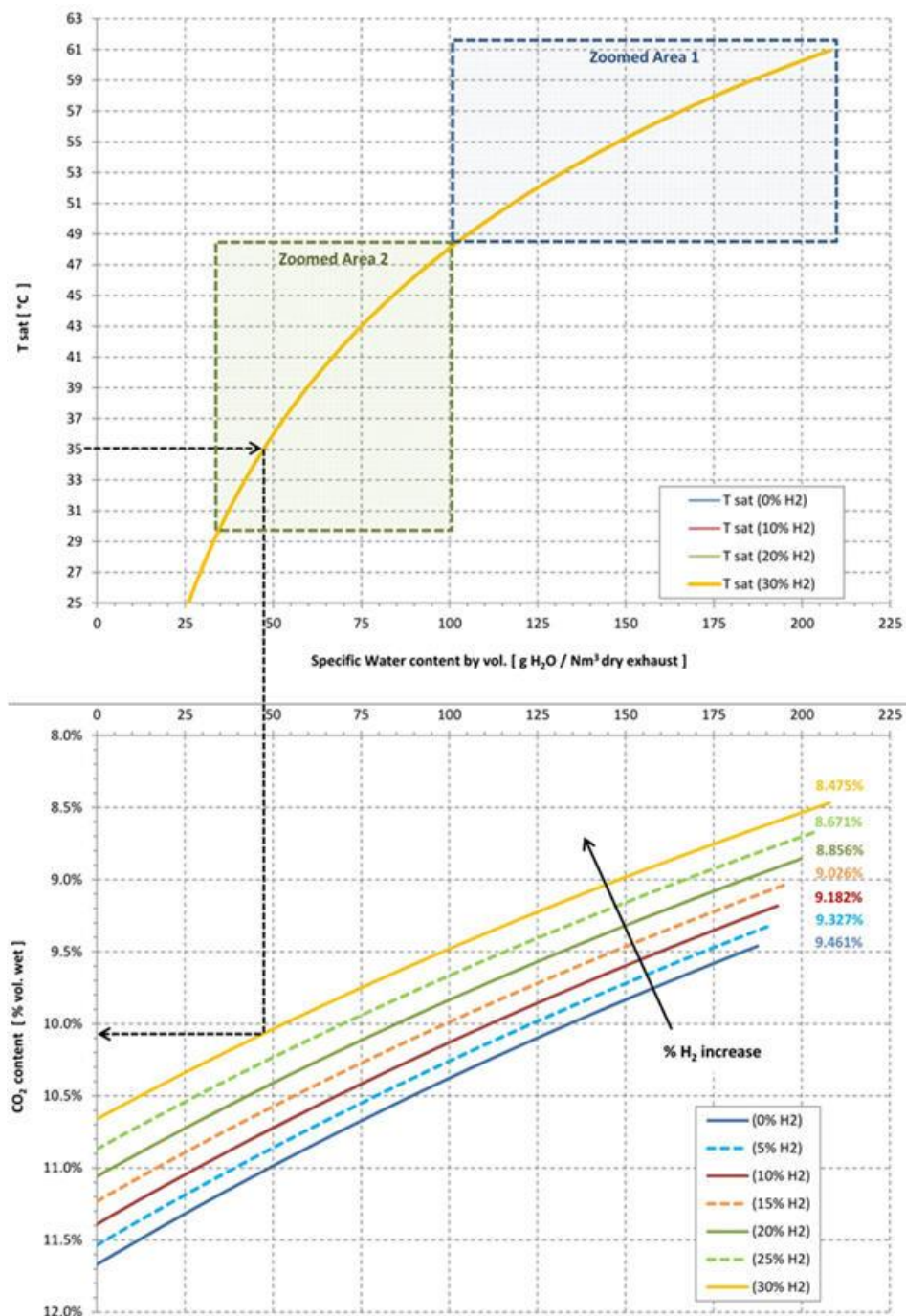


Figura 40. Andamento del contenuto di CO₂ nei gas combusti al variare delle concentrazioni di H₂ (50)

7 Analisi sperimentale, ambientale ed economica di un microgeneratore a condensazione

7.1 Premessa

Le premesse esposte nel capitolo sullo stato dell'arte e successivamente confermate nel capitolo relativo all'incentivazione della cogenerazione, evidenziano come la generazione combinata di energia termica ed elettrica rappresenti indubbiamente uno dei migliori sistemi di conversione di energia per ridurre il fabbisogno energetico ed abbattere le emissioni di GHG. In particolare, il mercato offre ormai da alcuni anni soluzioni ideali anche per la piccola scala, ovvero soluzioni di micro-cogenerazione (μ CHP). Data l'ampia diffusione della rete di distribuzione del NG, è evidente che soluzioni cogenerative che utilizzino tale fonte energetica possono avere una diffusione ampia anche in capo residenziale. Parallelamente, grazie alla spinta nella ricerca di nuovi combustibili a minor impatto ambientale, miscele di idrometano possono a tutti gli effetti contribuire all'abbattimento di alcune emissioni nocive come la CO₂, uno dei maggiori responsabili dell'effetto serra. In base a tali premesse, si è indirizzato il presente lavoro sulla realizzazione di un'indagine sperimentale di un sistema di cogenerazione di piccola taglia, alimentato alternativamente sia a NG, sia a H₂NG.

La sperimentazione è stata condotta su un micro-cogeneratore (μ CHP) in grado di recuperare calore latente dai gas combusti. Tale caratteristica ha permesso di investigare sull'andamento dell'incidenza del recupero di calore latente, al variare della miscela di alimentazione. La sperimentazione del presente lavoro è stata realizzata nell'ambito del laboratorio universitario, realizzato all'interno del Centro Sportivo Universitario (CUS) a Roma. Il laboratorio in esame è stato finalizzato ad attività di ricerca applicata nell'ambito della generazione distribuita.



Figura 41. Micro-cogeneratore (μ CHP)

In particolare in esso è presente un sistema di produzione di idrogeno composto da un elettrolizzatore, alimentato mediante la rete elettrica o mediante energia rinnovabile proveniente da un impianto fotovoltaico installato all'interno del centro universitario. Al fine di sperimentare l'utilizzo dell'idrogeno in campo cogenerativo, sono presenti due sistemi di cogenerazione di cui uno con potenza elettrica nominale pari a 65 kW e un secondo cogeneratore per applicazioni di tipo residenziale con taglia elettrica pari a 5 kW. La prima macchina è connessa al sistema di produzione di acqua calda sanitaria del centro sportivo. La seconda macchina, tipo prototipale, è stata installata all'interno di un laboratorio dedicato, al fine di testarla sotto diverse condizioni di lavoro.

7.2 Descrizione prototipo e apparato sperimentale

Il prototipo su cui è stata svolta la sperimentazione, è stato realizzato dalla Baltur, ed è caratterizzato da una potenza elettrica nominale di 5 kW_{el}. Il sistema cogenerativo è stato connesso predisposto per un

futuro collegamento all'impianto di riscaldamento del laboratorio. Al fine di testare il prototipo, si prevede l'installazione di un dissipatore di calore. Il sistema di regolazione è in grado di modulare la potenza dissipata in base alla temperatura del fluido termovettore che circola all'interno del circuito in cui è installato. Una sintesi dell'apparato sperimentale è riportata di seguito.

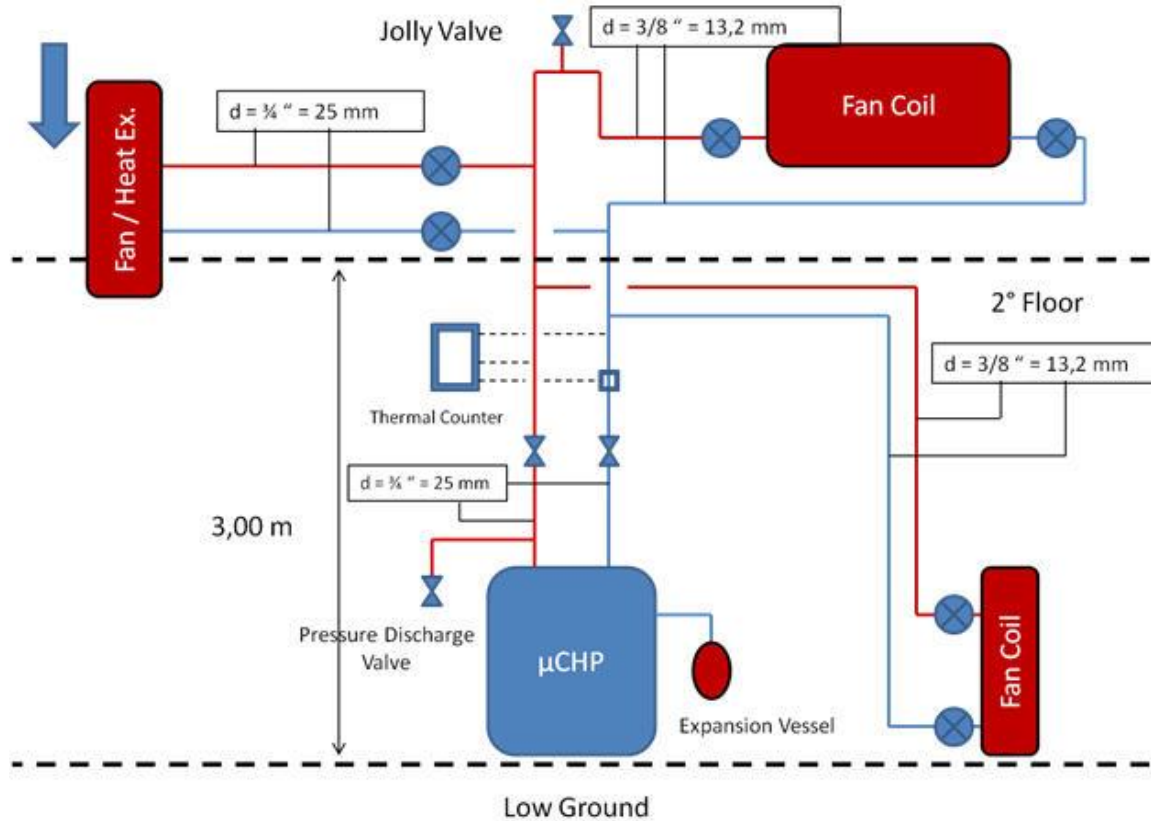


Figura 42. Apparato sperimentale

L'intero sistema è stato opportunamente strumentato in modo tale da avere il controllo ed il monitoraggio delle principali grandezze termodinamiche. Nel dettaglio sono stati predisposti termometri a bulbo sia sul lato di mandata sia sul lato di ritorno del CHP. Al fine di avere una ridondanza di dati è stata prevista l'installazione sul lato di ritorno di un conta termie con misuratore di portata ad ultrasuoni, con sonde di temperatura poste su entrambi i rami del circuito utente. Al fine di proteggere la macchina da e stato installato un opportuno vaso di espansione di tipo chiuso. L'aspirazione del comburente avviene direttamente in ambiente interno, mentre l'espulsione dei gas esausti è realizzata attraverso un'apposita tubazione in collegamento con l'esterno.

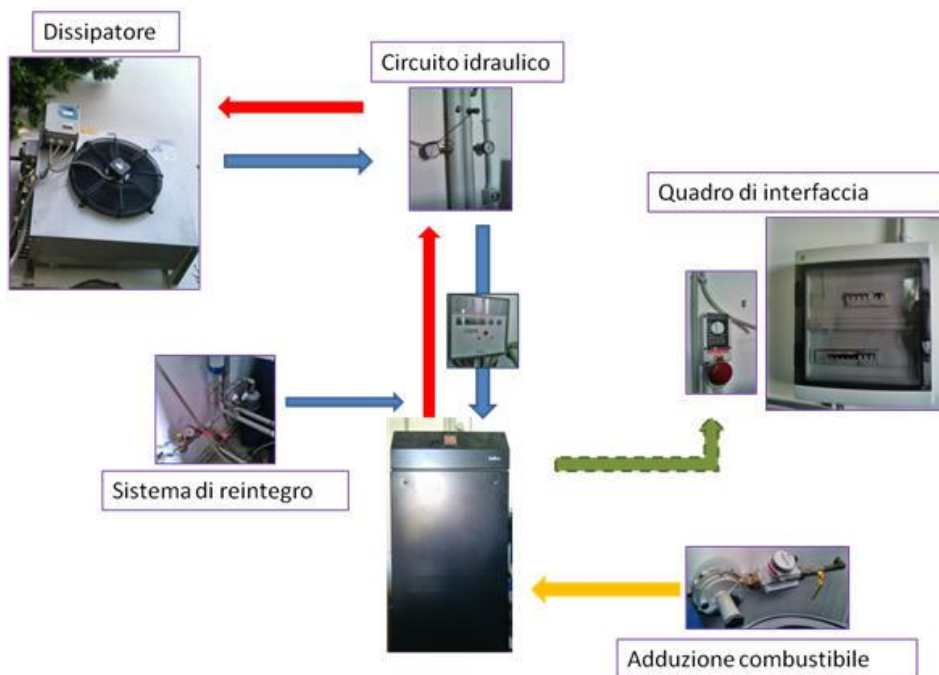


Figura 43. Componenti dell'apparato di sperimentazione

In Figura 42 si riporta il layout di collegamento. Il motore è un monocilindrico operante in condizioni stechiometriche. Tale tipo di carburazione è necessaria in quanto la macchina ai fini del rispetto dei limiti di emissioni ambientali è dotata di catalizzatore a tre vie con sonda lambda. Si riporta di seguito lo schema funzionale del sistema di recupero di calore. Si nota come il jacket del motore e il generatore elettrico siano opportunamente regerati mediante un circuito ad olio diatermico. Il calore sottratto, dal circuito di refrigerazione è trasferito al circuito idraulico utilizzatore mediante uno scambiatore di calore a piastre. Il fluido del circuito utilizzatore, all'uscita dallo scambiatore a piastre viene convilgiato, mediante circuito idraulico interno, all'interno di un secondo scambiatore, del tubo aria/acqua. In questa sede, il liquido assorbe calore dai gas combusti provenienti dal catalizzatore. All'interno di tale scambiatore, il vapore acqueo presente nei gas combusti, condensa progressivamente. In questo modo il circuito utilizzatore assorbe sia il calore sensibile sia quello latente.

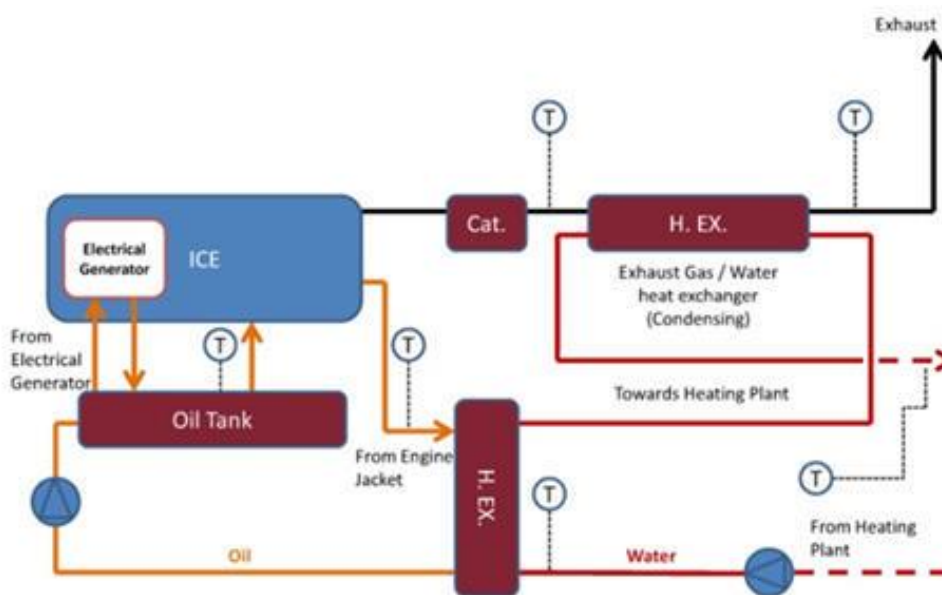


Figura 44. Sistema di recupero di calore interno del CHP



Figura 45. Vista interna cogeneratore

La strumentazione interna permette di monitorare varie sezioni del sistema di recupero, in particolare fornisce le temperature dei gas all'entrata dello scambiatore aria/acqua e all'uscita. Tali grandezze sono state successivamente utilizzate ai fini dell'indagine sperimentale sull'efficienza di condensazione al variare delle miscele di combustibile. Nella Tabella 5. 1 sono riportate le specifiche del motore cogenerativo.

Tabella 3. Scheda tecnica gruppo di micro cogenerazione

CHP Data Sheet	
Displacement	499 cm ³
Number of cylinders	1
Cycle	Four strokes
Compression Ratio	10
Rotational Speed	1,500-2,100 rpm
Methane Number Required	> 80
Feeding system	electronic injection
Rated electrical power	0.5 – 5 kW

Rated thermal power	5 – 15 kW
Thermal power from Fuel	19.2 kW
Electrical Efficiency	26 %
Heat Recovery Efficiency	76 %
First law efficiency	102 %
Temperatura max mandata	70 °C
Temperatura max ritorno	60 °C
Water Flow rate	670 liters/h
Oil tank volume	25 liters
Electrical Generator	
Electrical Generator	
Output Voltage	300 – 470 V ac
Frequency	120 – 190 Hz
Rated electrical power	6 kW
Peak electrical power	9 kW
Efficiency	97 %
Estimated Life time	50,000 h
Planned preventative maintenance	2,500 h
AC Converter	
Output Voltage 3+N	400 V ac
Frequency	50 Hz
Efficiency	96 %
Rated electrical power	5 kW
Peak electrical power	9 kW
Efficiency	97 %
Estimated Life time	50,000 h
Planned preventative maintenance	2,500 h
AC Converter	
Output Voltage 3+N	400 V ac
Frequency	50 Hz
Efficiency	96 %
Rated electrical power	5 kW
Peak electrical power	8 kW

Tabella 4. Data Sheet strumenti di misura

Static Heat Meter (Siemens UH 506-101a)	
Temperature range	5- 130 °C
Temperature difference range $\Delta\theta$	3-120 K
Response Threshold for ΔT	0.2 K
T measurement error	$(0.5+ \Delta\theta_{\min}/\Delta\theta)\%$, max 1.5% at $\Delta\theta$ 3 K
Nominal Flow rate (m ³ /h)	0.6
Flow rate metering accuracy	$\pm 1\%$ (relative error)
On board wattmeter	
Electrical power range	0-10 kW
Relative error	$\pm 1.5\%$
Bronkhorst thermal mass flow meter and control	
Range measurement	0-1.5 Nm ³ /h
Accuracy	$\pm 0.5\%$ RD plus $\pm 0.1\%$ FS
Bronkhorst thermal mass flow meter	
Range measurement	0-20 Nm ³ /h
Accuracy	$\pm 0.5\%$ RD plus $\pm 0.1\%$ FS
PT100 High temperature	
Temperature range	-60 +600 °C
T measurement error	± 0.3 °C @ 0 °C
PT100 Low temperature	
Temperature range	-30 +200 °C
T measurement error	± 0.15 °C @ 0 °C

Le limitazioni principali micro-cogeneratore oggetto della sperimentazione sono :

- impossibilita di modificare il sistema di iniezione del carburante;
- impossibilita di variare il numero di giri della pompa di circolazione.

Questi due aspetti non hanno permesso di eseguire modifiche ne il sistema di alimentazione del motore, ne alle portate del circuito utente.

La sperimentazione condotta ha avuto come oggetto l'analisi delle efficienze del un prototipo di cogeneratore a condensazione, sotto diverse condizioni di lavoro. La finalit  ultima e stata quella di valutare le potenzialit  energetiche, ambientali ed economiche di un simile sistema ai fini di una possibile applicazione in un contesto di mini distretto residenziale. Parallelamente, si e ritenuto opportuno valutare

gli effetti indotti dell'arricchimento di idrogeno della miscela di alimentazione. Questo aspetto di sperimentazione è legato alla possibilità di utilizzo di un combustibile caratterizzato teoricamente da elevate potenzialità ai fini dell'abbattimento delle emissioni di CO₂. In questo lavoro quindi si è ritenuto opportuno valutare, come un sistema di cogenerazione di tipo tradizionale possa reagire alla variazione di miscela, in condizioni di regolazione base senza la modifica di nessun componente. A tale scopo si è deciso di alimentare il CHP sia con il gas naturale (NG) sia in un secondo momento con miscela di idrometano (H₂NG). In entrambi i casi in condizioni stechiometriche. Poiché tale motore richiede un numero minimo di metano maggiore di 80 (MN 80 significa miscela equivalente 80% NG 20% H₂), si è scelta una miscela di idrometano la miscela al 15% in volume in modo tale da evitare di far lavorare il motore in condizioni limite. Il motore stesso non ha subito nessuna modifica né componenti né di regolazione.

Il dissipatore di calore allacciato al circuito idraulico, ha permesso di simulare differenti carichi termici, specifici per un'utenza residenziale. Nel dettaglio, la ventola del dissipatore è regolata nella sua rotazione da un sistema di controllo inverter, grazie al quale viene modulato il quantitativo di calore da smaltire. Un'opportuna sonda di temperatura, collegata al sistema di controllo ad inverter, è installata sul ramo del circuito idraulico di ritorno al CHP. In questo modo, l'inverter regola il numero di giri della ventola e quindi il carico termico dissipato. La curva di dissipazione, di default presente nel sistema di controllo è del tipo descritto di seguito. Il primo gradino indica il range di temperatura in cui il dissipatore non entra in funzione, superato tale soglia, l'inverter modula la potenza dissipata proporzionalmente all'aumentare della temperatura. L'ultimo gradino corrisponde alla potenza nominale.

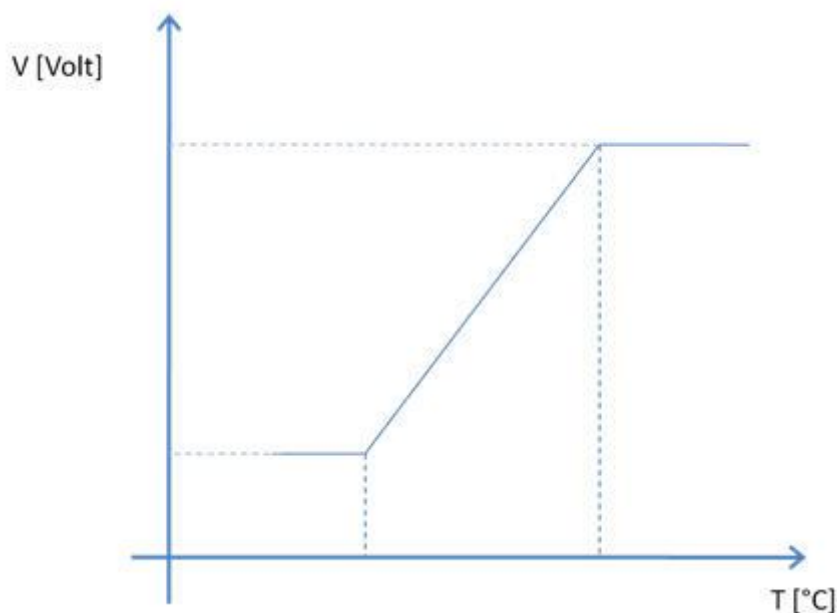


Figura 46. Curva di regolazione del dissipatore.

La curva di regolazione è stata opportunamente variata nell'arco della sperimentazione al fine di simulare sia carichi ad alta temperatura ($T=50\div 60^{\circ}\text{C}$), sia carichi a bassa temperatura ($T= 30\div 40^{\circ}\text{C}$).

7.3 Misure preliminari

La fase preliminare della sperimentazione è stata incentrata sull'analisi energetica di tipo spanno metrico, in cui si è testato il cogeneratore sotto diversi punti di vista e in differenti condizioni di lavoro, al fine di avere un primo screening sulle potenzialità del sistema e sui parametri che principalmente ne influenzano le efficienze energetiche. Simili misure sono state condotte sia per l'alimentazione a NG sia per alimentazione a H₂NG.

7.3.1 Alimentazione a metano

In prima istanza, si è ritenuto opportuno valutare la variazione delle potenze sia termiche sia elettriche al variare della temperatura di ritorno del fluido vettore lato utente. Una simile indagine ha permesso di stimare il range di temperatura ottimale, al fine di massimizzare la potenza termica estratta. Inoltre ha permesso di valutare l'eventuale influenza della temperatura di ritorno sulla generazione elettrica. Infine l'analisi globale dell'andamento delle potenze, ha permesso di costruire delle preliminari mappe di funzionamento del sistema, dato fondamentale per valutarne le potenzialità e le possibili applicazioni. Al fine di avere una visione generale sul comportamento del chi si è deciso di testare il motore in condizioni di carico parziale, carico nominale e carico intermedio, ovvero rispettivamente a 1850 RPM, 2150 RPM e 2050 RPM.

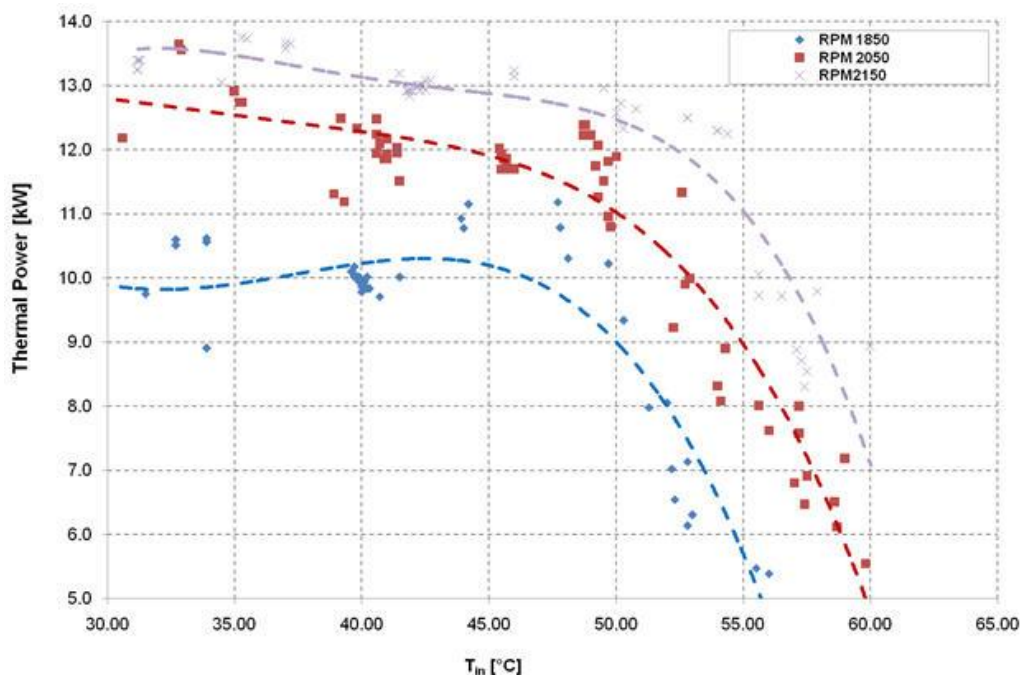


Figura 47. Curve di potenza del CHP al variare della Temperatura di ritorno del circuito utente

L'analisi della potenza termica resa, è stata condotta fissando mediante il sistema di controllo, la potenza elettrica prodotta dal CHP, e variando il carico termico richiesto dal lato utente. Nel dettaglio, grazie al sistema di dissipazione costituito dal dissipatore termico è stato possibile simulare differenti carichi termici richiesti dall'utente con conseguente regolazione della temperatura di ritorno al CHP. Come si può osservare nella figura corrispondente, la potenza termica varia sensibilmente al variare delle condizioni di lavoro (ovvero al variare della temperatura di ritorno). Nello specifico si può osservare una prima fase in cui la variazione di potenza in funzione della variazione di temperatura è modesta. Questo aspetto è maggiormente evidenziato nella figura sottostante, dove è riportato uno zoom nel caso di temperature dell'acqua di ritorno compresa tra 30 °C e i 50 °C.

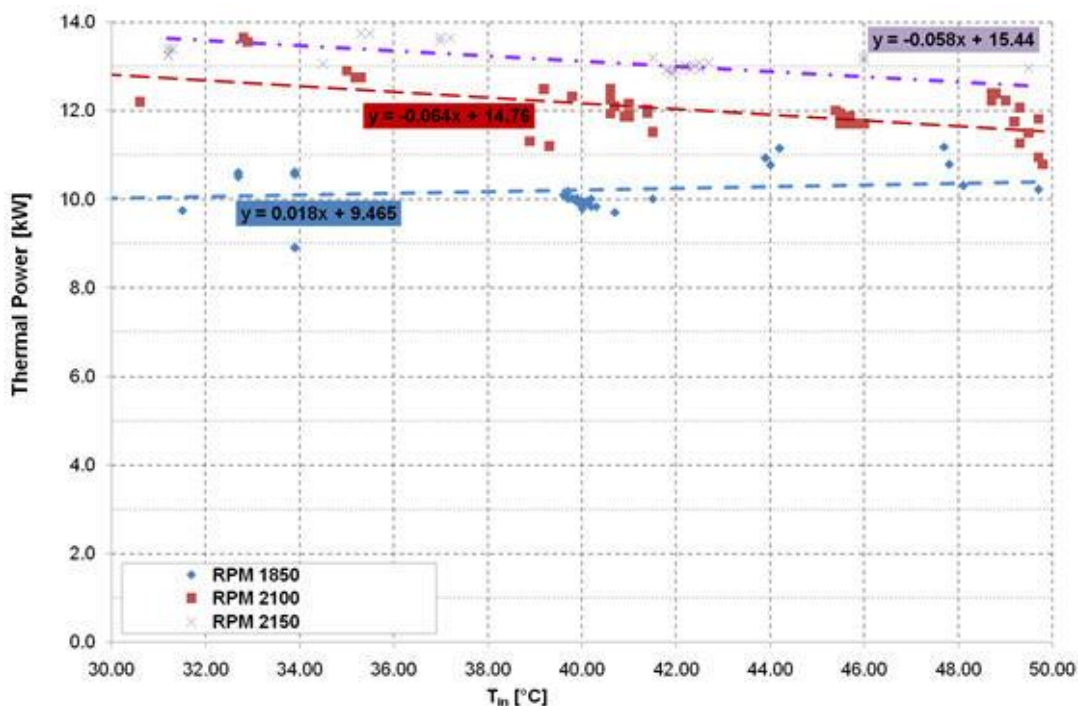


Figura 48. Andamento della potenza tra i 30°C e i 50 °C dell'acqua di ritorno al CHP.

Come si può notare, in tutti e tre i regimi di lavoro del CHP, l'andamento delle potenze risulta essere lievemente influenzata dalla temperature, questo aspetto è confermato dai ridotti coefficienti angolari (Q) delle rette di interpolazione. Il valore di Q risulta compreso tra -0.058 e 0.018. Un simile andamento è giustificato dal fatto che in questo range di temperature di lavoro, il sistema di recupero di calore è in grado di recuperare sia il calore sensibile sia buona parte del calore di condensazione del vapore acqueo presente nei gas combusti. In conseguenza di ciò l'incremento di temperatura non produce un decadimento consistente delle potenze. In termini percentuali, dai i dati preliminari campionati è risultato come il passaggio tra i 30°C e i 50 °C, sono state riscontrate le variazioni percentuali mostrate di seguito.

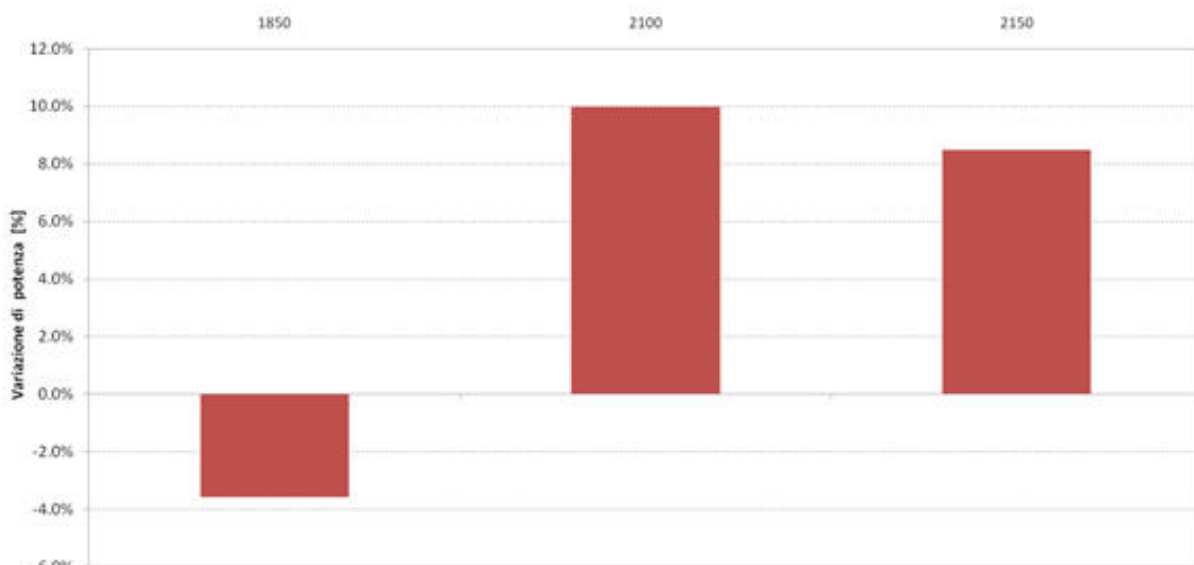


Figura 49. Variazioni percentuali riscontrate tra i 30°C e i 50 °C dell'acqua di ritorno al CHP.

In definitiva, definendo decadimento di potenza $(\Pi = \frac{\Delta P}{\Delta T})$ il rapporto tra la variazione di potenza e la relativa variazione di temperatura, sono stati riscontrati i seguenti valori del decadimento per i tre regimi di funzionamento.

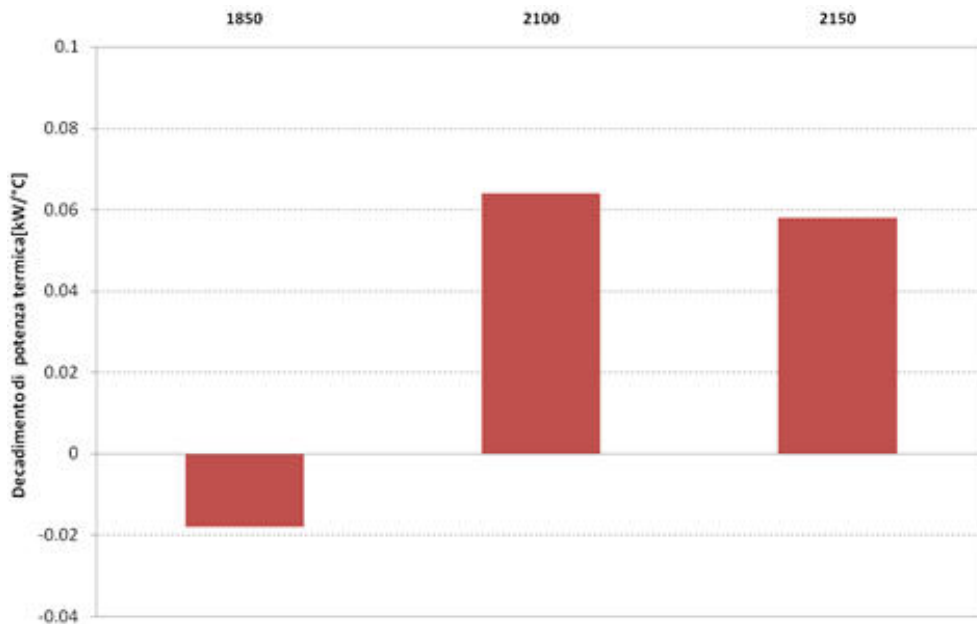


Figura 50. Decadimento di potenza tra i 30°C e i 50 °C della temperatura di ritorno.

Superata una temperatura di soglia di 50 °C, il decadimento della potenza termica resa, risulta particolarmente influenzato dall'aumento delle temperatura, in questa fase si riscontra come le rette interpolanti i dati sperimentali risultino maggiormente inclinate. Le tre curve sono tra loro coerenti in quanto risultano solamente traslate lungo l'asse delle potenze.

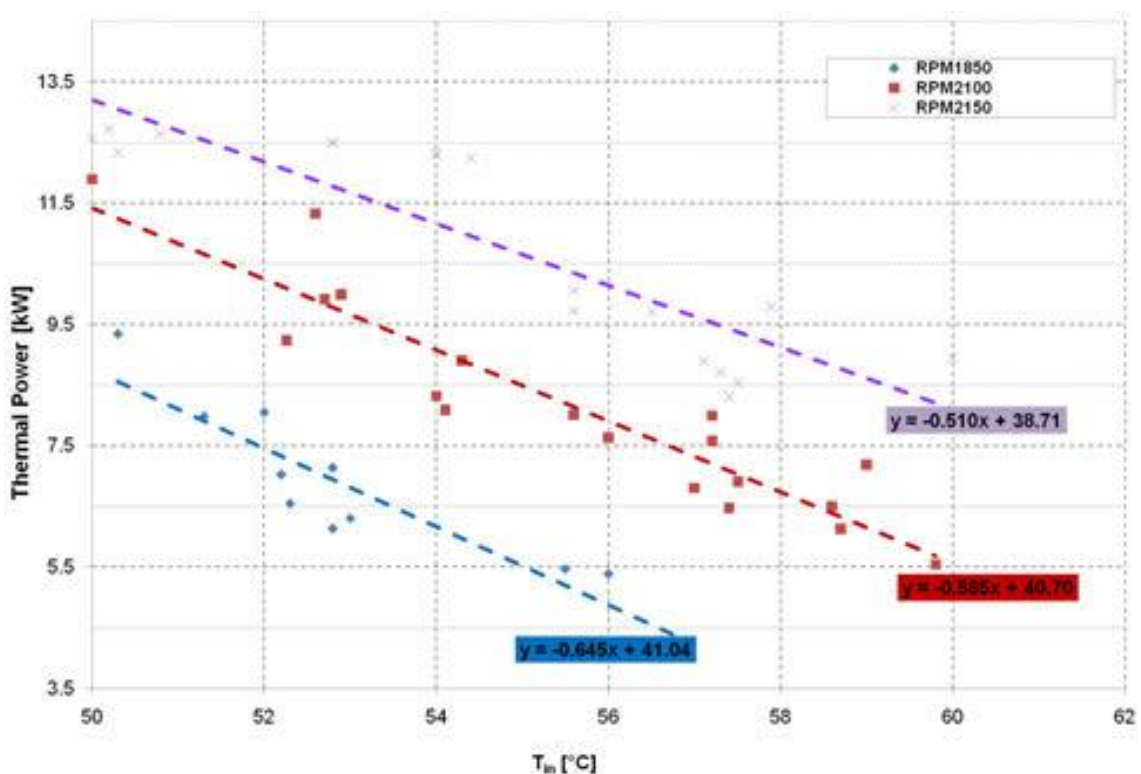


Figura 51. Andamento della potenza con temperature dell'acqua di ritorno maggiore di 50 °C

Nello specifico delle variazioni di potenza, in questo range di temperature, in tutti i regimi di lavoro analizzati si ha una riduzione di potenza all'aumentare della temperatura di ritorno. Nello specifico si è riscontrato in questo caso come tra i 50°C e i 55 °C, vi sia mediamente una riduzione della potenza compresa tra il 36.7 % e il 19.3 %.

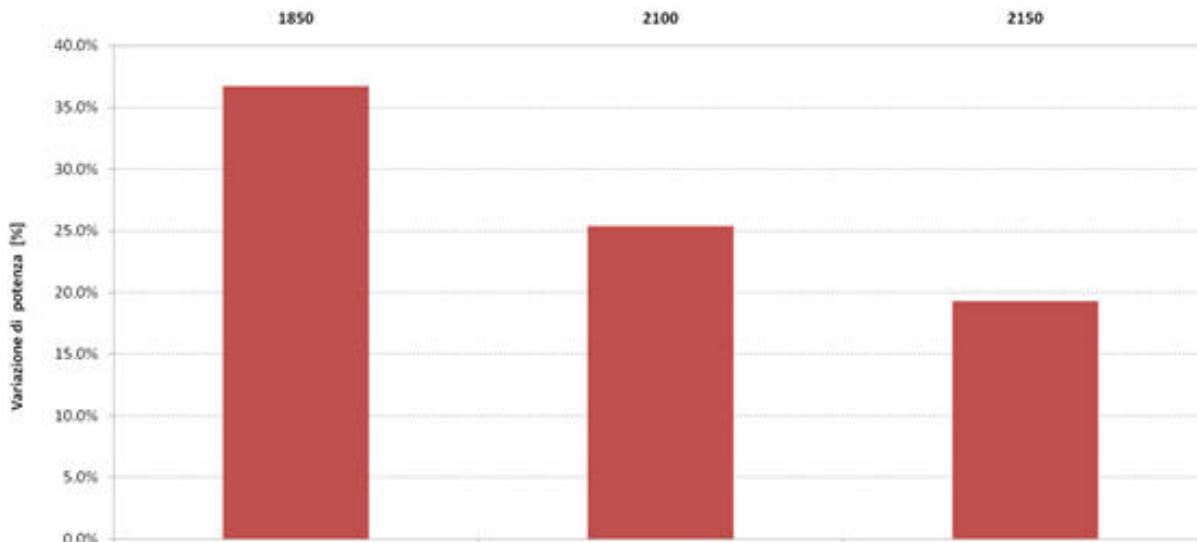


Figura 52. Variazione percentuale delle potenze tra i 50 °C e i 55 °C dell'acqua di ritorno

Riguardo all'andamento del decadimento della potenza, in questo range di lavoro sono stati riscontrati i valori sotto riportati.

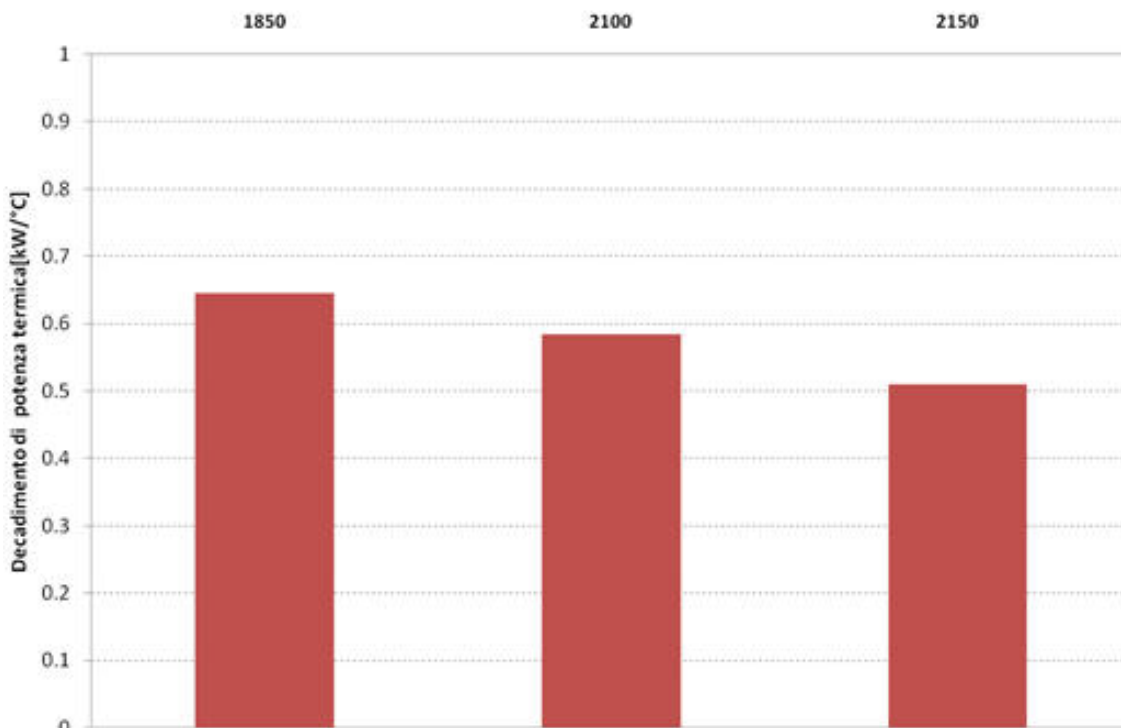


Figura 53. Decadimento della potenza tra 50°C e i 55 °C.

Come si può osservare in questo caso vi è un decadimento compreso tra i 0.5 kW/°C e il 0.65 kW/°C. Rispetto al range di temperature precedenti, vi è circa un ordine di grandezza di differenza tra i valori di decadimento ottenuti. Contestualmente alle misure di potenza termica, sono state condotte misure sul consumo di combustibile nelle diverse condizioni di lavoro, i cui risultati sono riportati di seguito.

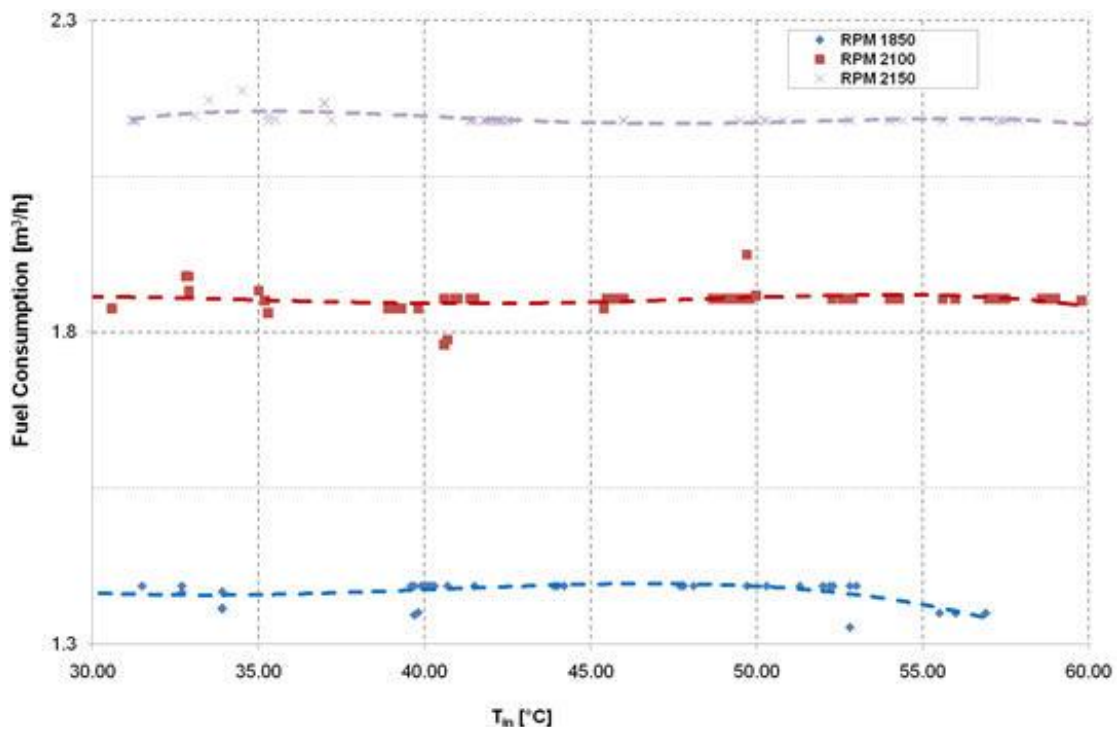


Figura 54. Consumo di NG, per diverse condizioni di carico e per diverse temperature di lavoro.

In questo caso si può osservare come la grandezza che influenza prevalentemente il consumo di combustibile sia prevalentemente, il numero di giri del motore, ovvero la potenza elettrica richiesta. Si nota invece come non vi sia una vera correlazione tra l'andamento della temperatura ed il consumo di combustibile. Considerando che il combustibile di alimentazione è il tradizionale gas cittadino, e che quindi il suo potere calorifero inferiore è pari a 35.691978 MJ/Sm³, si è stimato il rendimento termico del mCHP al variare della temperatura di ritorno, in base alla seguente formulazione:

$$\eta_Q = \frac{P_{th}}{q_{blend} LHV_{blend}}$$

dove q_{blend} indica la portata di combustibile, LHV_{blend} rappresenta il potere calorifero inferiore del combustibile e P_{th} è la potenza termica rilevata.

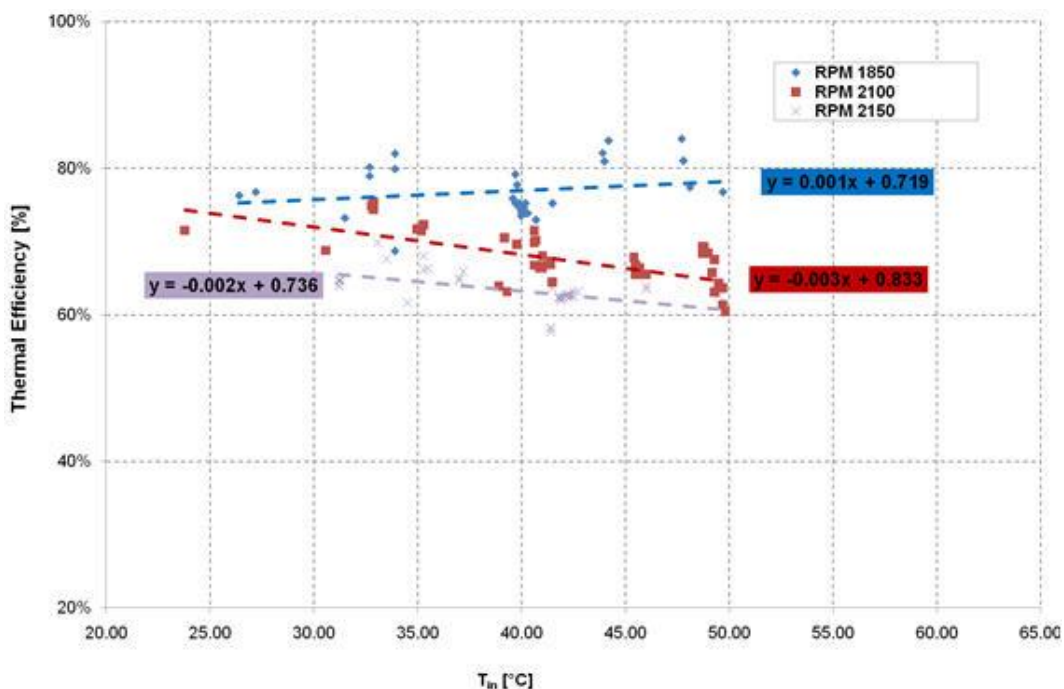


Figura 55. Rendimento termico del microgeneratore, con temperatura di ritorno minore di 50 °C.

Coerentemente con quanto si è riscontrato nel caso delle potenze, il rendimento termico stimato mostra come entro una temperatura di ritorno di 50 °C, il rendimento risulta in prima approssimazione scarsamente influenzato dalla temperatura. Si riscontra in questo range di lavoro, un valore del

$$\left(\Lambda = \frac{\Delta \eta_e}{\Delta T} \right)$$

decadimento di rendimento termico compreso tra il -0.1 [%/°C] e lo 0.3 %/°C.

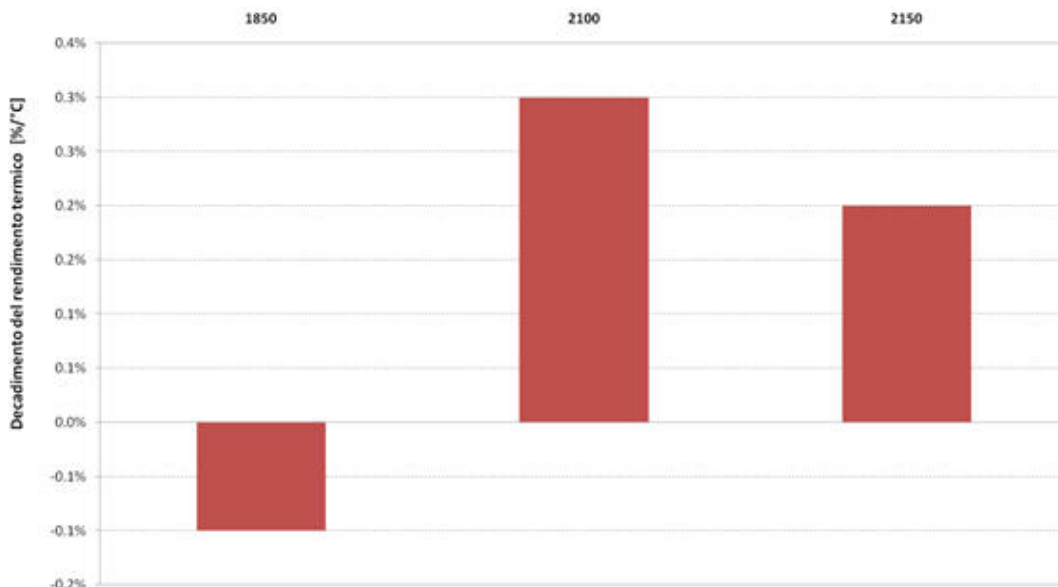


Figura 56. Riduzione del rendimento per ogni grado di incremento della temperatura di ritorno (T ritorno < 50°C)

Investigando sul rendimento nel caso di temperature maggiori di 50 °C, sono stati ottenuti i seguenti risultati.

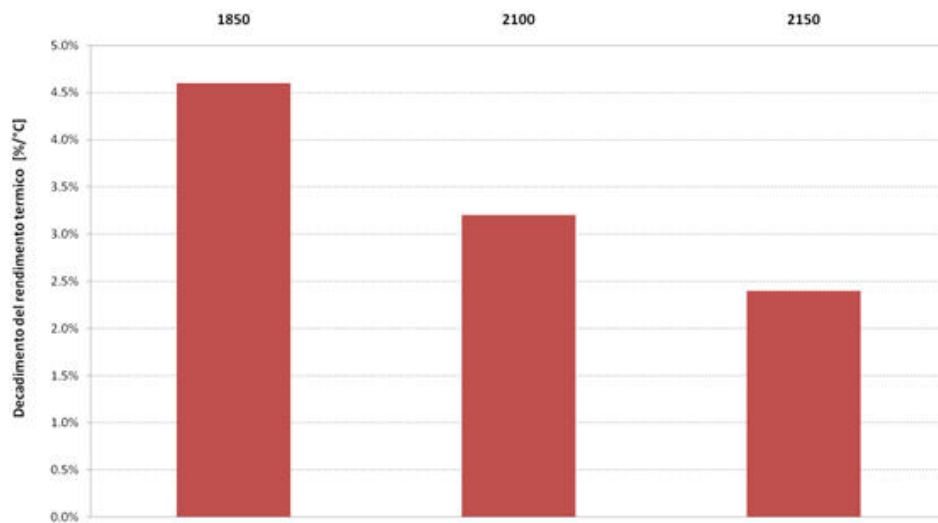


Figura 57. Riduzione del rendimento termico, per temperature dell'acqua di ritorno maggiore di 50°C.

Al fine di completare l'indagine preliminare, si è inoltre svolta una indagine sulle potenze elettriche e i relativi rendimenti elettrici, nelle diverse configurazioni di funzionamento sopra esposte.

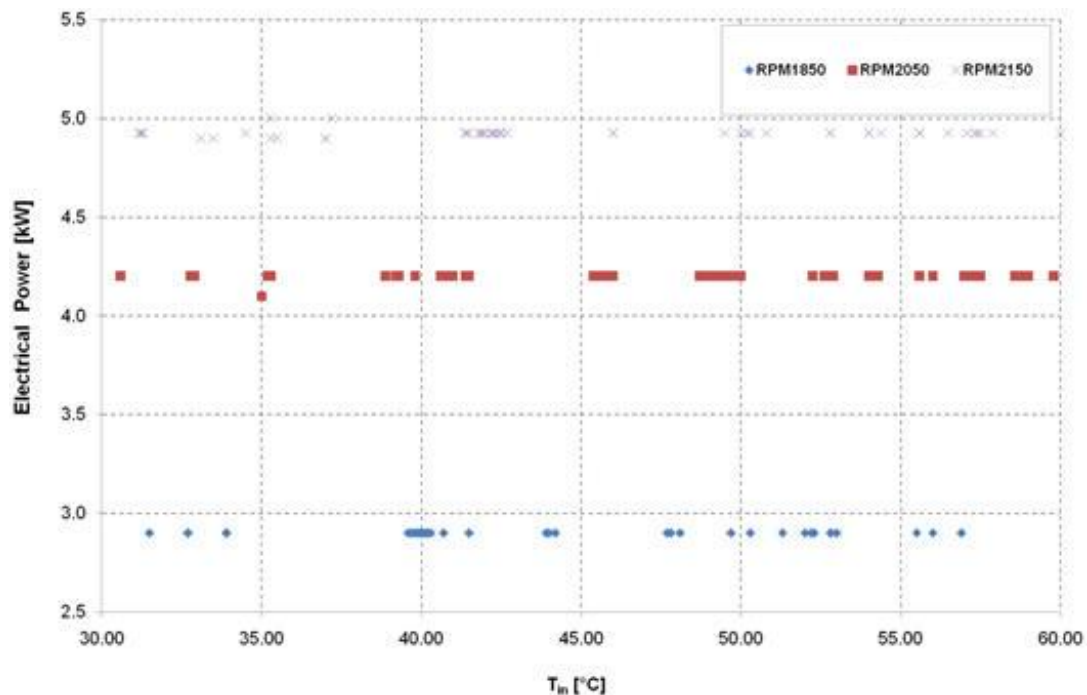


Figura 58. Andamento della potenza elettrica al variare del numero di giri (RPM) e della temperatura di ritorno dell'acqua.

Tali misure sottolineano come la generazione elettrica non risulti influenzata dalla temperatura dell'acqua del circuito utilizzatore, mentre risulta direttamente correlata al solo numero di giri del motore, ovvero alla relativa potenza meccanica selezionata. I rendimenti elettrici, del sistema cogenerativo, calcolato secondo l'equazione sotto riportata, sono direttamente correlati al consumo di combustibile, si nota come il maggior rendimento è in corrispondenza del numero di giri massimo, ovvero del carico nominale.

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{q_{blend} LHV_{blend}}$$

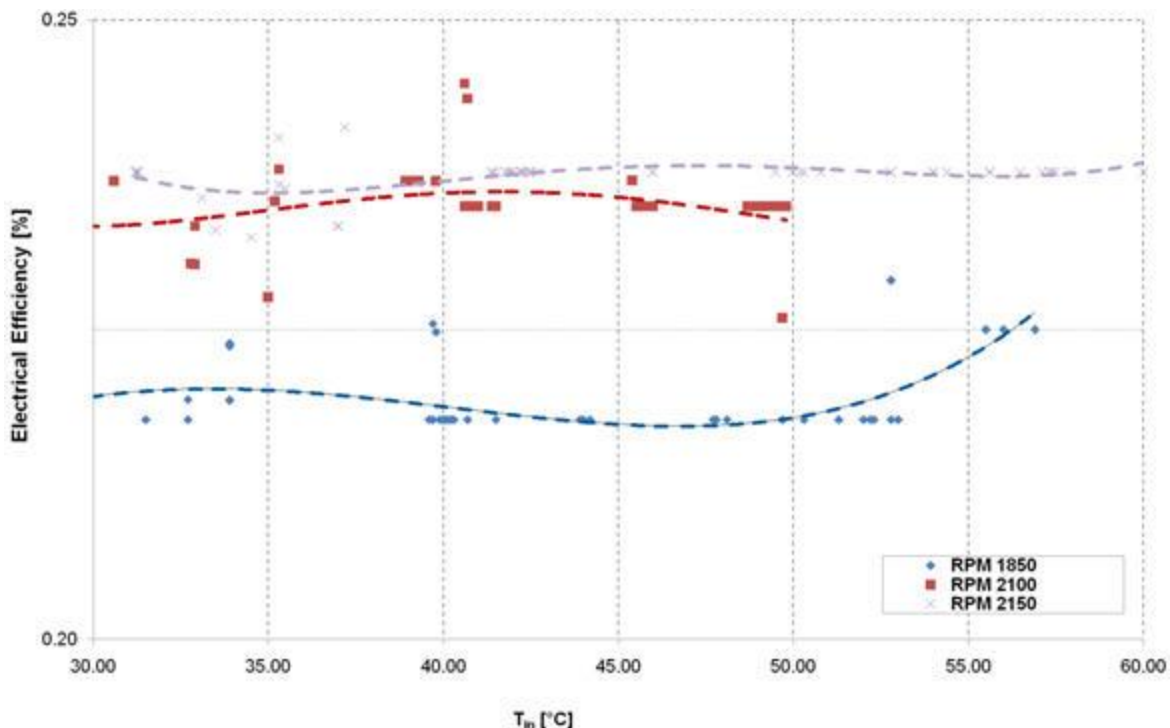


Figura 59. Rendimento elettrico, al variare del numero di giri (RPM) e della temperatura di ritorno dell'acqua

7.3.2 Alimentazione a idrometano

Al fine di avere dei risultati preliminari anche nel caso di alimentazione ad idrometano, si è realizzata una miscela di NG arricchita con il 15 % in volume di H₂. L'idrogeno è stato prodotto mediante l'elettrolizzatore presente nel laboratorio, l'intero sistema di produzione immette direttamente nella rete di adduzione del micro-cogeneratore la miscela di H₂NG. In questo caso essendo variata la densità, per la misura della portata del combustibile immesso, si è utilizzato il sistema di misura implementato nell'elettrolizzatore. Notando il decadimento delle potenze e dei rendimenti, nel caso di alimentazione gas naturale quando la temperatura di ritorno è maggiore di 50 °C, si è investigato in questa fase di lavoro se le proprietà della miscela H₂NG, dotata di un rapporto H/C più elevato, possa indurre benefici in termini di recupero termico. In base a questa logica si è operata una prima campagna di misure con temperature di ritorno comprese tra i 45 °C e i 55 °C. Analizzando le curve di potenza ottenute, si è riscontrato quanto segue.

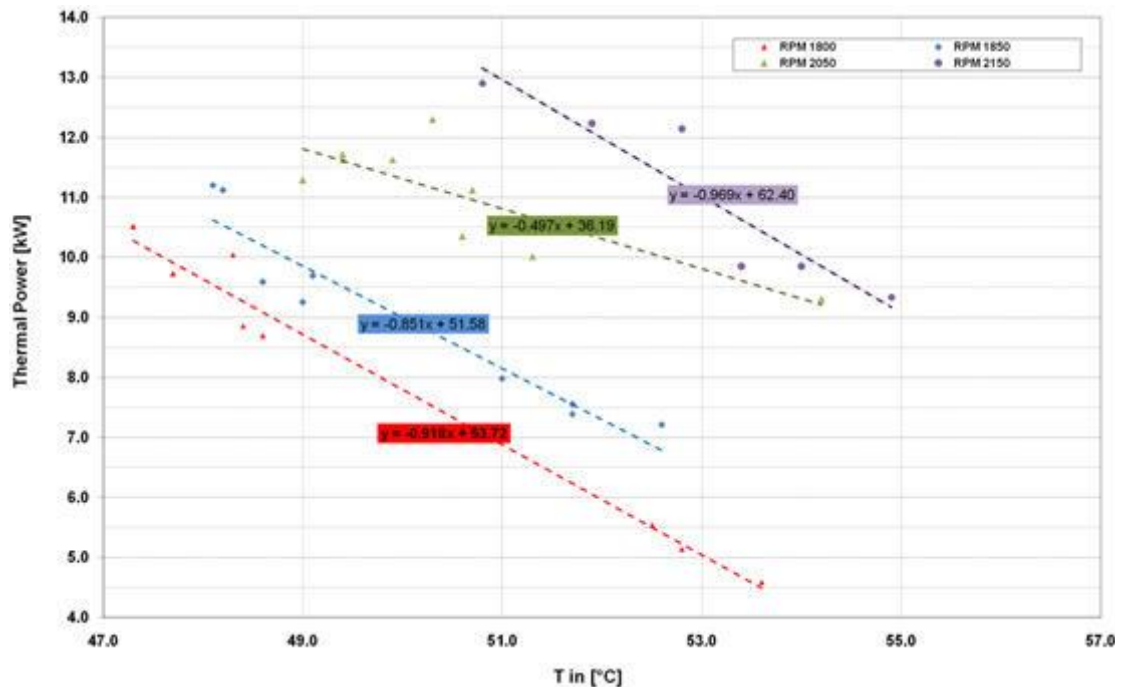


Figura 60. Curve di potenza nel caso di alimentazione a H2NG, range di temperatura compreso tra 47°C-55°C.

Le curve di funzionamento ottenute per i quattro set-point del motore mostrano mediamente un buon accordo tra loro. Si nota infatti come tre delle quattro curve abbiano un coefficiente angolare molto simile, risultando quindi traslate rigidamente l'una dalle altre. La curva relativa a RPM 2050, risulta avere una pendenza minore probabilmente causata out-layer in corrispondenza della $T_{in} = 54 \text{ °C}$. Confrontando le curve del CHP nel caso di alimentazione a NG, si nota come le pendenze siano mediate più accentuate nel caso della miscela H2NG. Questo risultato, evidenzia come in questo range di temperatura il contributo offerto dal idrogeno, intermini in termini di recupero di calore latente non è apprezzabile. In aggiunta a ciò, si può affermare che il sistema di cogenerazione peggiora la sua prestazione, perdendo maggiore potenza recuperata all'aumentare della temperatura del fluido termovettore. A conferma di ciò si riportano di seguito gli andamenti delle variazioni di potenza e del decadimento della potenza con l'aumentare della temperatura.

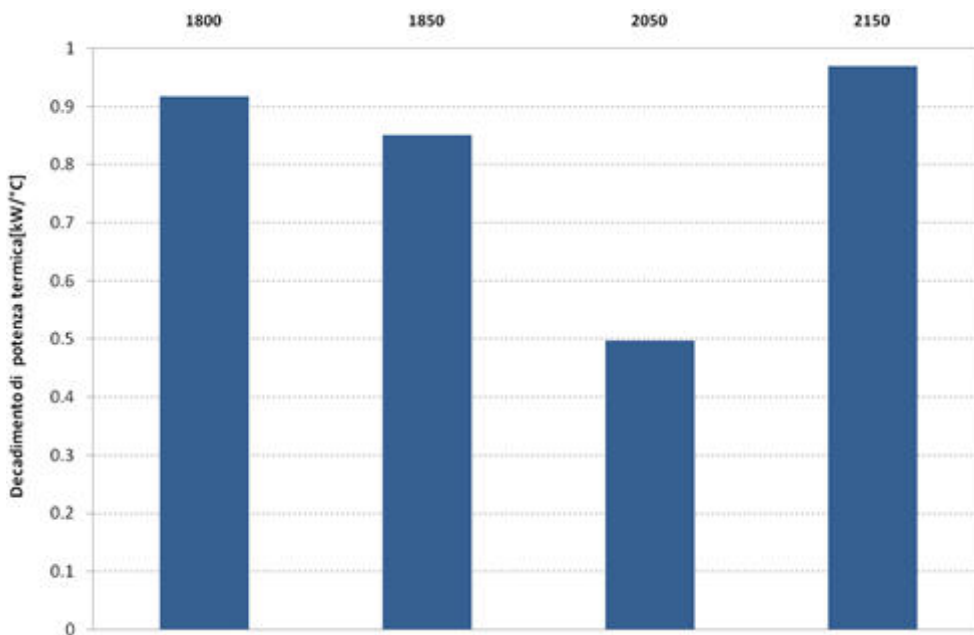


Figura 61. Decadimento della potenza termica, nel caso di alimentazione a H2NG, con temperature variabili da 50-55 °C.

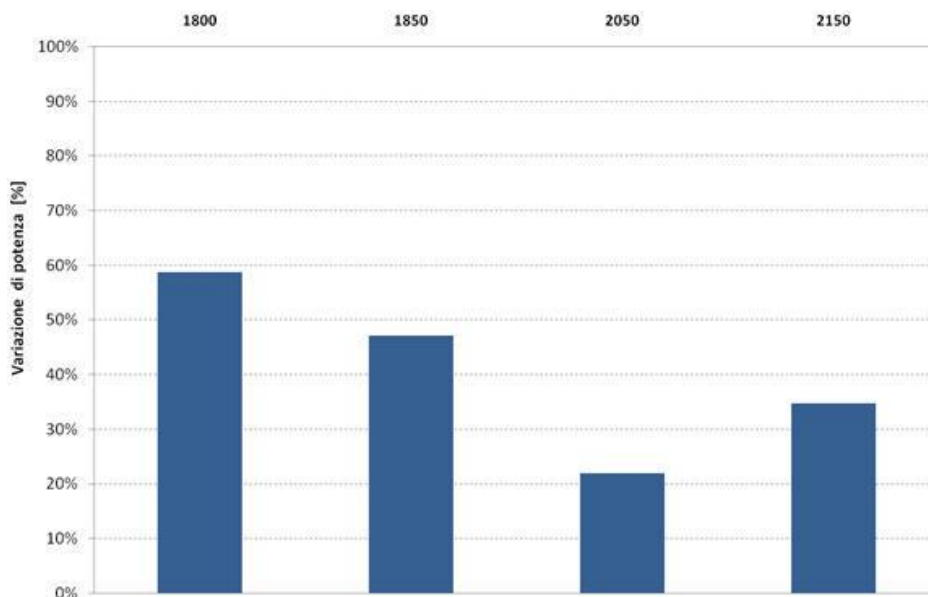


Figura 62. Variazione percentuale di potenza nel caso di alimentazione a H2NG, per temperature che vanno da 50°C a 55°C.

Confrontando il decadimento di potenza , nel caso di alimentazione H2NG e NG, si riscontra un forte innalzamento del parametro osservato. Lo stesso trend lo si è osservato per la variazione termica.

7.4 Approccio di lavoro

A valle della fase preliminare, si scelto di approfondire gli effetti di cambio di combustibile sul rendimento termico ed elettrico del CHP. In particolare, si è scelto di valutare la possibilità di impiego di miscele di idrometano (H2NG), al posto del gas naturale (NG). Questo interesse nasce dalla necessità di valutare le potenzialità di applicazione nel settore della cogenerazione di un combustibile come l'idrometano, caratterizzato da un quantitativo di emissioni di GHG potenzialmente minore rispetto al NG, sotto determinate condizioni di lavoro in base da quanto riportato in parecchie lavori presenti in letteratura (56) (44) . A tale fine sono state svolte sperimentazioni alimentando alternativamente i due combustibili (NG e

H2NG), confrontando il rendimento termico ed elettrico ottenuti, con i due combustibili. Si è deciso di impiegare una miscela di H2NG con una percentuale di idrogeno del 15%, in questo modo si è evitato anche questa volta di non far lavorare il motore nelle condizioni limite, immettendo una miscela di H2NG con una percentuale in volume del 15%. Le misure sono state condotte, fissando la temperatura di ritorno al CHP pari a 35 °C, in questo modo sono state valutate le potenzialità dei due combustibili nel caso recupero di calore latente dei fumi, ovvero in assetto condensativo del CHP. La taratura della temperatura di ritorno è stata realizzata grazie al dissipatore di calore, descritto in precedenza, dotato di opportuno controllo ad inverter della ventola di dissipazione. La sperimentazione è stata realizzata in un mese per un totale di 160 ore di lavoro della macchina, di cui 80 con alimentazione a NG e 80 con alimentazione ad H2NG. La potenza elettrica è stata fatta variare da 2.9 kW fino a 4.9 kW, per un totale di 5 set-point. In questo modo sono stati registrati 320 punti di funzionamento per ogni combustibile, con una cadenza di campionamento pari a 15 min.

7.5 Analisi dei consumi e del rendimento di generazione elettrica

La Figura 63 evidenzia come, a parità di carico elettrico richiesto alla macchina, nel caso di alimentazione di H2NG, la portata di combustibile risulti lievemente maggiore in ogni condizione di carico. In termini energetici Figura 64, si nota come in ogni caso, la portata di H2NG sia caratterizzata da un contributo energetico minore, a causa della minor densità energetica della miscela, in termini volumetrici. In altre parole, considerando un metro cubo di combustibile, si riscontra come l'energia posseduta dal NG sia di 35.69 MJ, mentre nel caso di H2NG con il 15% in volume di H2 si hanno circa 31.96 MJ, ovvero la potenza termica generata dalla combustione di un Nm³/h di NG è prodotta da circa 1.117 Nm³/h di H2NG. Confrontando questo valore con le portate effettivamente consumate dal CHP, si deduce che la portata reale di H2NG risulta sempre minore a quella teorica attesa Figura 65.

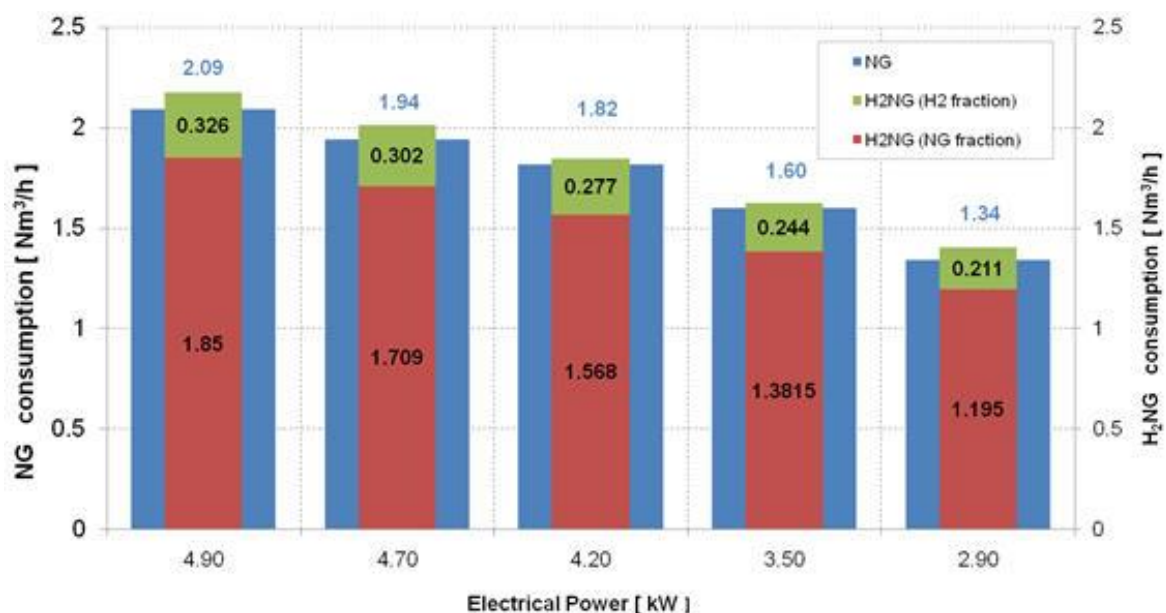


Figura 63. Consumo di combustibile. (57)

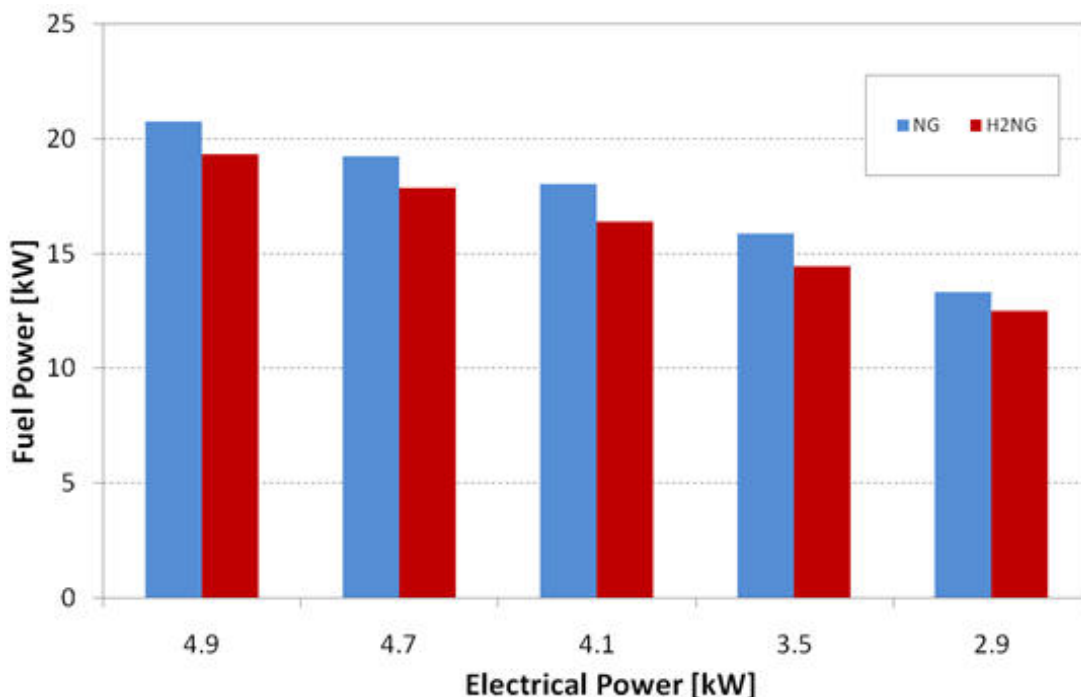


Figura 64. Contributo energetico delle portate di combustibile, a parità di potenza elettrica richiesta alla macchina.

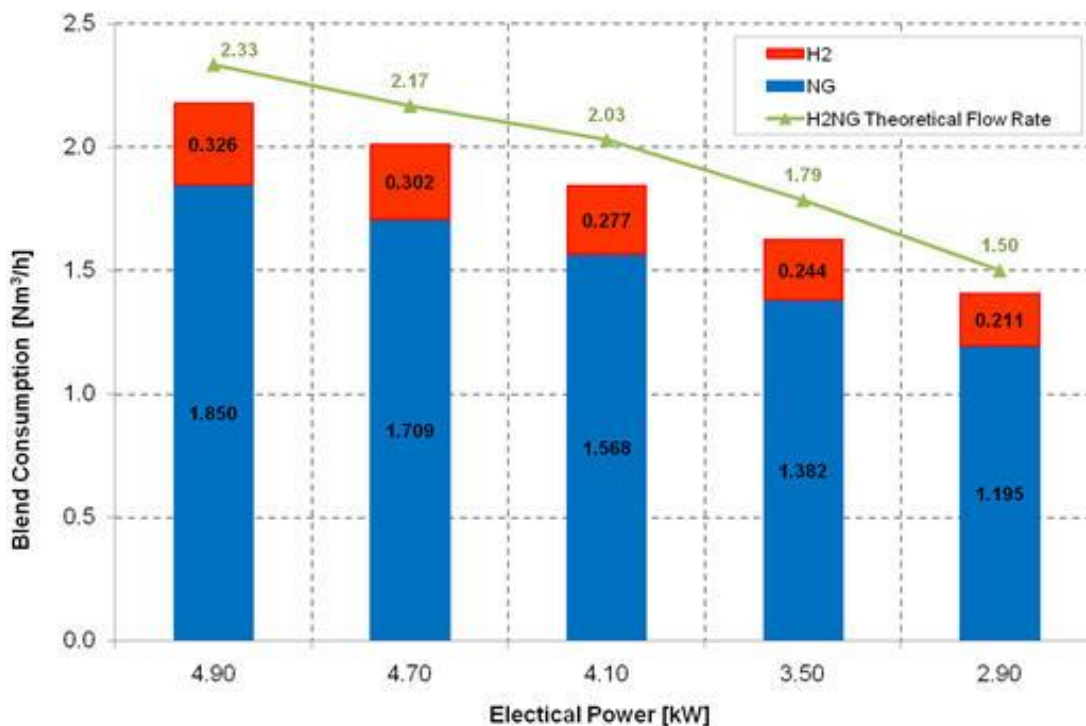


Figura 65. Consumo di H2NG reale e teorico atteso al variare del carico elettrico.

Il risparmio di combustibile conseguito, e generato dalla maggiore velocità di fiamma della miscela di idrometano con un conseguente miglioramento dell'efficienza di conversione dell'energia meccanica all'interno del motore, con un conseguente incremento del rendimento elettrico del cogeneratore. Confrontando inoltre i valori di CH4 presenti nella miscela di H2NG con il valore della portata di combustibile consumato nel caso di alimentazione a NG, si evince inoltre che l'utilizzo di H2NG ha prodotto parallelamente una riduzione di consumo di CH4. Il contenuto energetico della portata di H2NG, come già illustrato in Figura 66, risulta in ogni condizioni di carico inferiore a quella del caso di alimentazione a NG.

Questi risultati giustificano l'incremento di rendimento elettrico evidenziato dai risultati ottenuti (Figura 66). Una riduzione del consumo di combustibile induce indubbiamente effetti positivi sia in termini di efficienza sia in termini ambientali, come meglio descritto nel paragrafo dedicato.

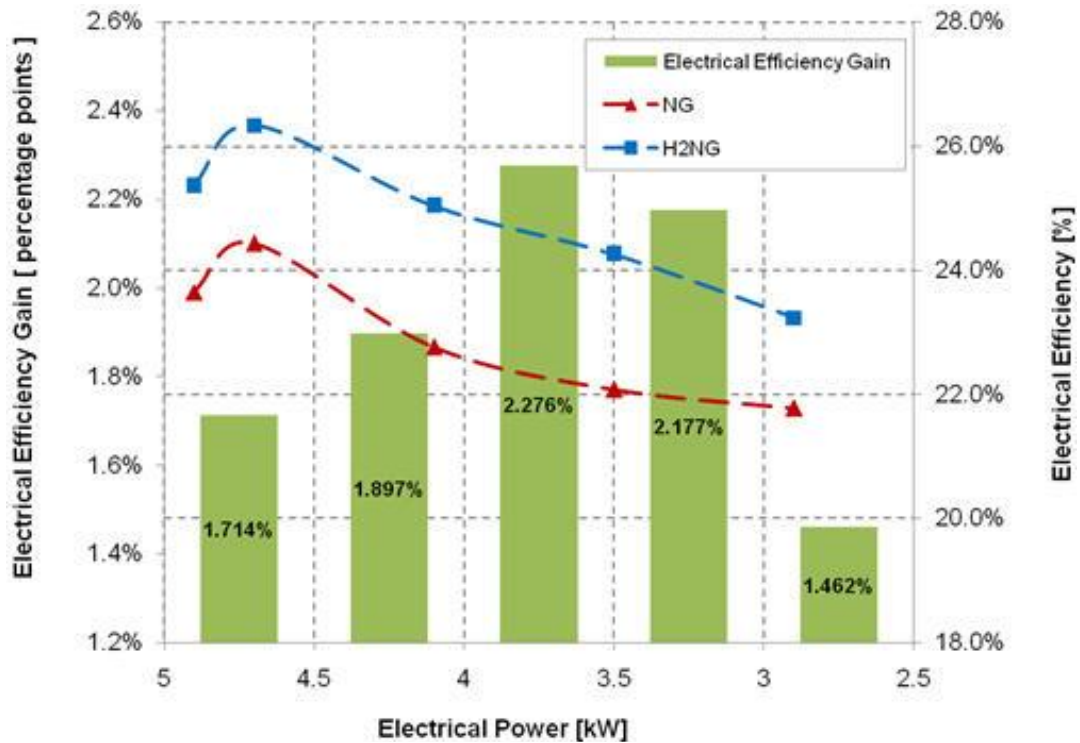


Figura 66. Rendimento elettrico, incremento percentuale ottenuto mediante il passaggio da NG a H2NG.

7.6 Analisi dell'efficienza di recupero termico con basse temperature del circuito di ritorno

Il bilancio termico della macchina sperimentata, può essere descritto mediante la seguente relazione:

$$P_{th} = P_{oil} + P_{sensible} + P_{latent} = m_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in})$$

Dove, P_{oil} rappresenta il calore recuperato dal circuito di refrigerazione ad olio del motore e del generatore elettrico, mentre $P_{sensible}$ e P_{latent} rappresentano rispettivamente il calore sensibile e latente recuperato all'interno dello scambiatore aria/fumi. Infine $p_w C_p$, e $w m$ rappresentano il calore specifico a pressione costante e la portata massica del fluido termovettore. In base a tali definizioni, il rispettivo rendimento termico (η_Q) è stato stimato mediante la seguente formulazione.

$$\eta_Q = \frac{P_{th}}{q_{blend} LHV_{blend}}$$

Si riportano di seguito i risultati ottenuti in termini di potenze termiche ed elettriche e dei relativi rendimenti. Nel dettaglio la figura sottostante mette a confronto i rendimenti termici ed elettrici ottenuti con alimentazione a NG e H2NG.

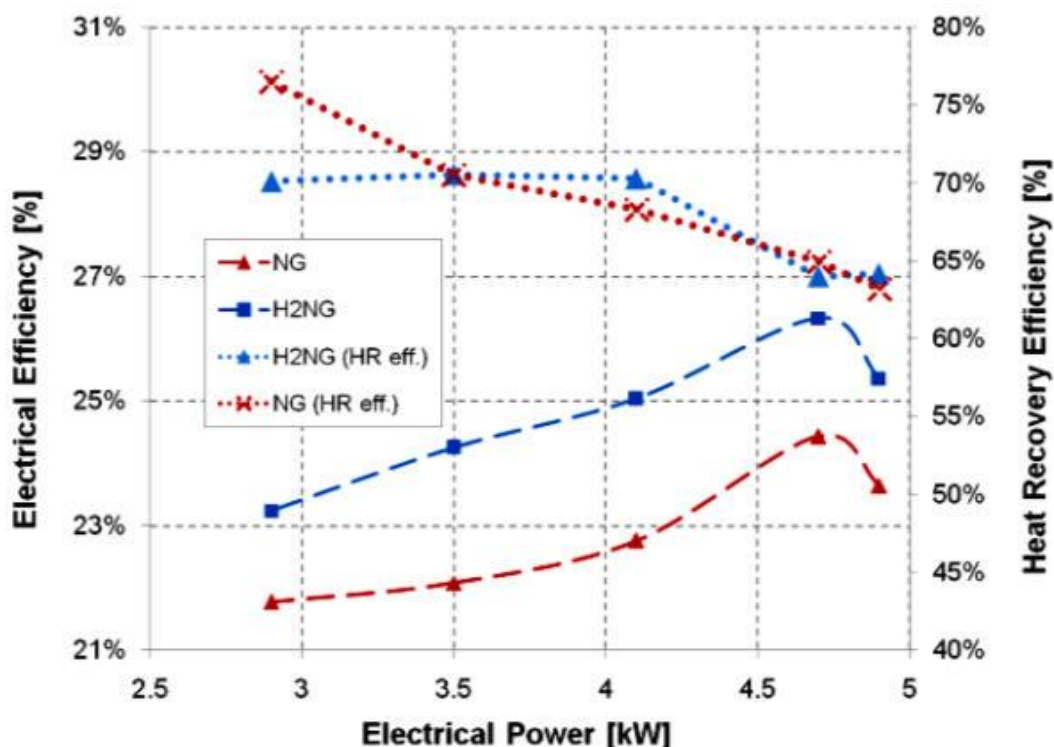


Figura 67. Andamento del rendimenti elettrico e termico al variare del carico elettrico e del combustibile (57).

Focalizzando l'attenzione al rendimento elettrico si nota come l'alimentazione ad H2NG, produce un incremento di rendimento elettrico in ogni condizione di carico. Questo risultato è in accordo con quanto riportato in molta letteratura scientifica, per quanto riguarda gli effetti dell'idrometano sul rendimento meccanico dei motore interni (ICE) (58) (47) (59). Riguardo all'efficienza di recupero di calore si nota come per carichi elettrici elevati non vi è una sostanziale variazione di efficienza di recupero, mentre nel caso di carico parziale (2.9 kW) la miscela ad H2NG produce una riduzione dell'efficienza di recupero termico. Al fine di valutare con maggiore accuratezza, l'influenza dei due fenomeni osservati, si riporta di seguito l'andamento dell'incremento di efficienza elettrica e la riduzione di recupero termico al variare del carico elettrico.

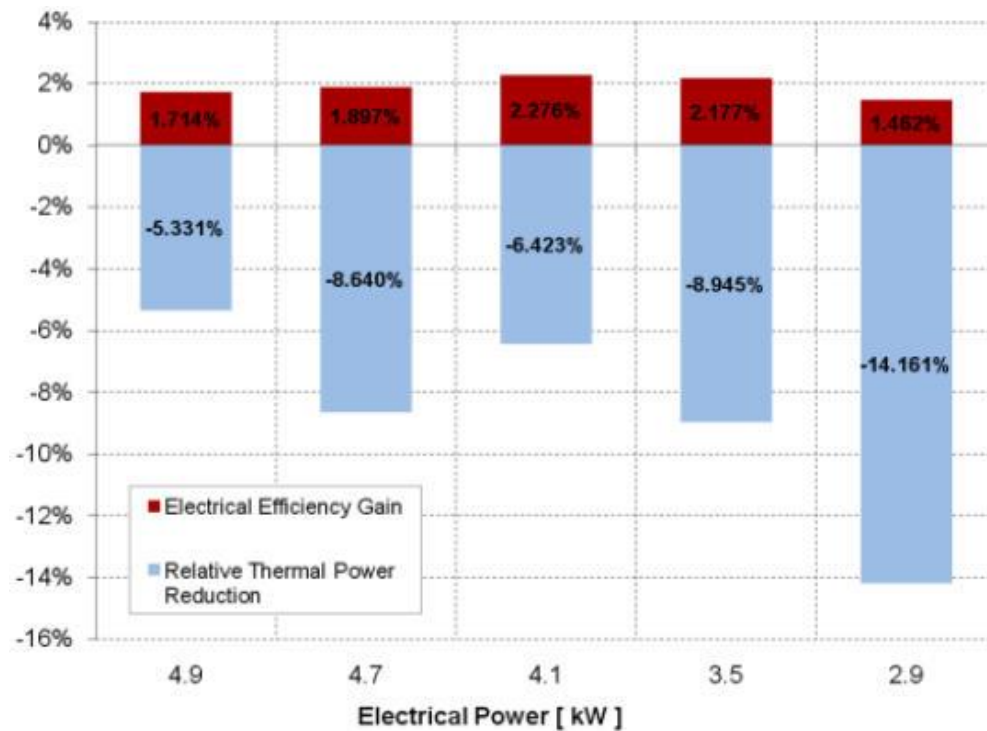


Figura 68. Incremento percentuale del rendimento elettrico e riduzione percentuale del rendimento termico, con alimentazione a H2NG al variare del carico elettrico, rispetto al caso di alimentazione a NG (57).

L'incremento percentuale di rendimento elettrico risulta massimo per il carico elettrico pari a 4.1 kW, mentre è minimo per 2.9 kW. In ogni caso le caratteristiche della miscela H2NG migliorano l'efficienza elettrica del motore riducendo le irreversibilità del fenomeno di trasformazione. Parallelamente, il diverso contributo energetico volumetrico dei due combustibili, unito alla minore irreversibilità del sistema nel caso di alimentazione ad H2NG, provoca una riduzione della potenza ottenibile dalla macchina cogeneratrice. Questo aspetto è evidenziato dai valori della riduzione percentuale della potenza termica, riportato in Figura 68. Una grandezza altrettanto significativa, nell'ambito dell'analisi energetica dei sistemi di generazione combinata di energia, è HRR (Heat Recovery Ratio) definito dalla seguente relazione:

$$HRR = \frac{P_{th}}{(1-\eta_{el}) \cdot q_{blend} LHV_{blend}} = \eta_Q \frac{1}{(1-\eta_{el})}$$

Un simile parametro esprime il rapporto tra la potenza termica resa dalla macchina cogeneratrice e la potenza posseduta dal combustibile al netto della percentuale utilizzata per la generazione elettrica. In sostanza, in questo modo si valuta l'efficienza del sistema di cogenerazione nel convertire in potenza termica utile la potenza residua del combustibile. Tale parametro è inoltre utilizzato da alcuni simulatori economici-energetici come HOMER. In base ai risultati in questa fase, è stato possibile valutare il valore di HRR in entrambi i due tipi di miscela. Lo stesso grafico riporta le relative potenze termiche, in funzione del carico elettrico.

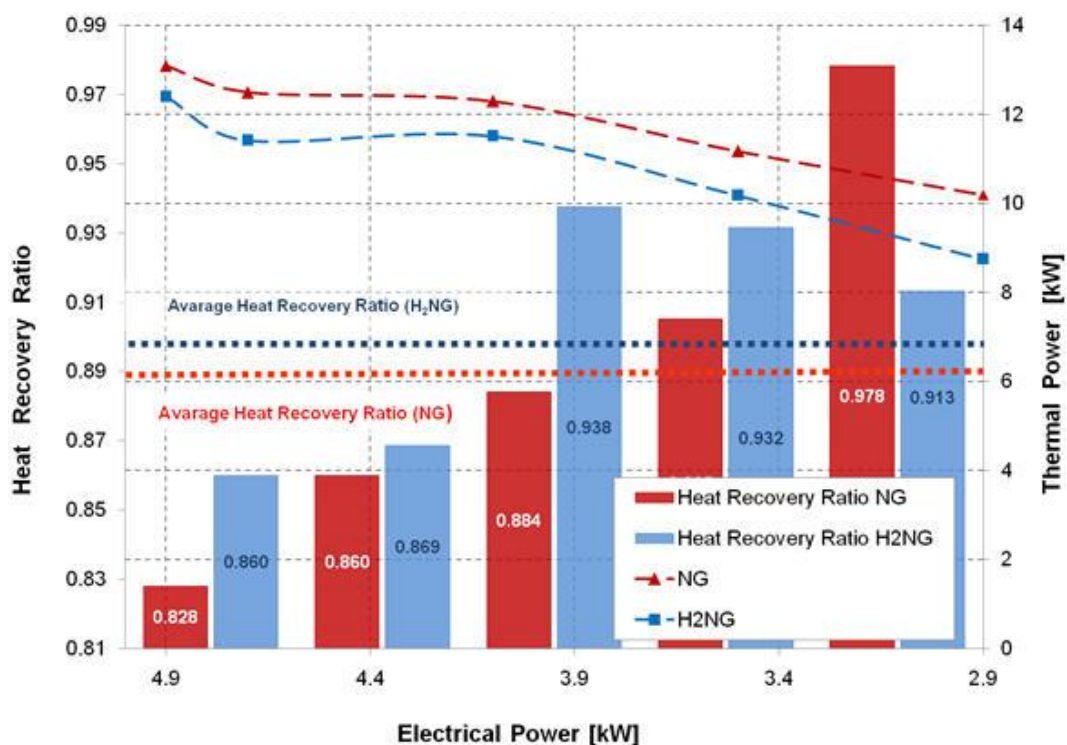


Figura 69. Andamento della Potenza termica e di HRR al variare del carico elettrico e del combustibile (57).

I valori stimati evidenziano come nel caso di alimentazione ad H2NG, si ha un HRR maggiore rispetto al caso di alimentazione a NG. Questo aspetto, è accettabile considerando che il valore di HRR è inversamente proporzionale alla differenza $(1 - \eta_e)$. Un simile risultato evidenzia come la riduzione di rendimento termico nel caso di H2NG è inferiore all'incremento del rendimento elettrico.

7.7 Analisi sperimentale approfondita

7.7.1 Approccio di lavoro

Allo scopo di approfondire gli effetti delle miscele sul recupero termico anche per le alte temperature di lavoro, nella fase successiva i test sono stati estesi anche nel caso di temperature dell'acqua di ritorno pari a 50 °C, sia a carico nominale, sia parziale. I dati ottenuti in questa fase di sperimentazione, uniti a quelli già ricavati dalla sperimentazione a bassa temperatura, hanno permesso di avere a disposizione un totale di 320 ore di lavoro.

7.7.2 Efficienza di recupero termico

Nel presente paragrafo vengono evidenziate le caratteristiche di recupero termico del CHP sia a bassa temperatura ($T_{in} = 35^\circ\text{C}$) sia in condizioni ad alta temperatura ($T = 50^\circ\text{C}$). Nelle figure sottostanti vengono riportate le curve di potenza nel caso di alimentazione a NG e H2NG. Come si può osservare per entrambi i tipi di combustibili, si ha una potenza recuperata maggiore nel caso di bassa temperatura del fluido del circuito di ritorno. Questo risultato, come già sottolineato, è correlato alla possibilità di recupero di maggiore calore latente nel caso di temperatura del fluido termovettore basse.

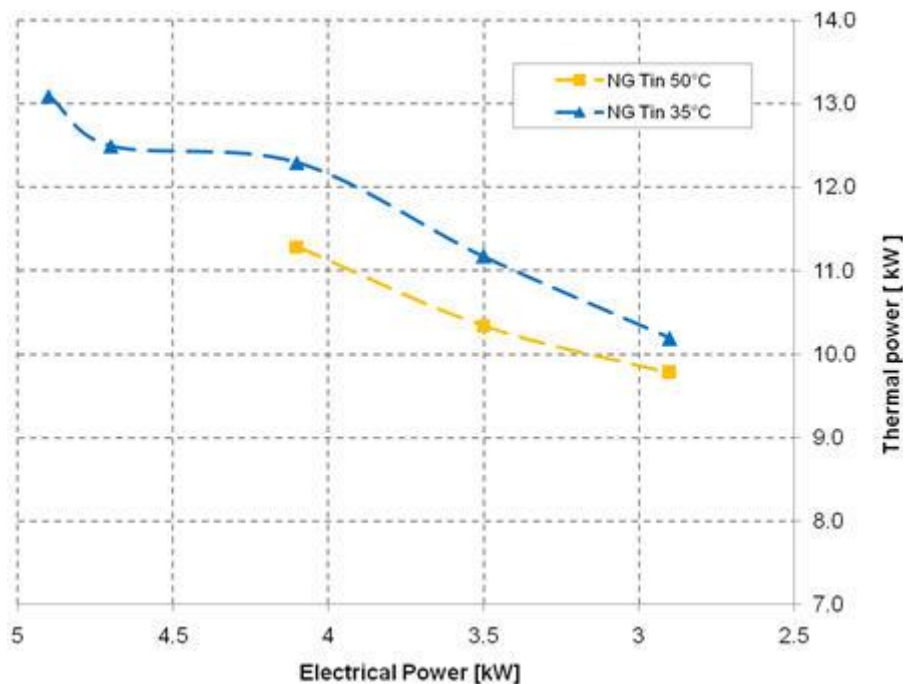


Figura 70. Andamento della potenza recuperata, in funzione de carico elettrico e della temperatura di ritorno del circuito utente.

La mancanza di dati nel caso di temperatura di 50 °C e correlata al raggiungimento di una temperatura limite del fluido refrigerante interno, con conseguente entrata in blocco del cogeneratore. Lo stesso fenomeno non si è verificato nel caso di alimentazione a H2NG, presumibilmente grazie al minore contenuto energetico della portata di combustibile e alla maggior efficienza di conversione meccanica.

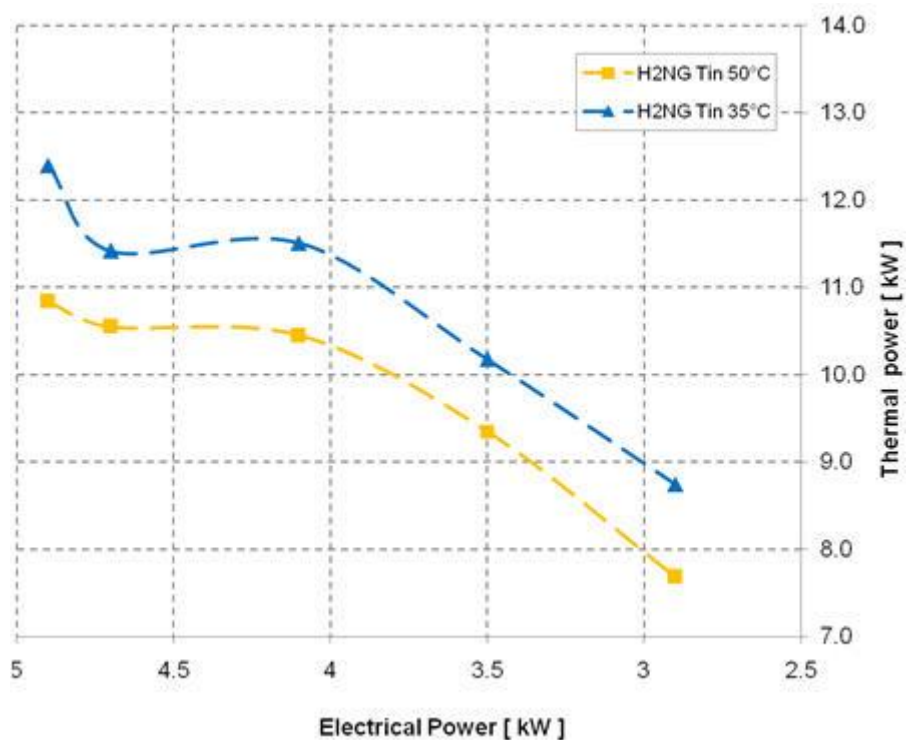


Figura 71. Andamento delle potenze al variare del carico elettrico e della temperatura di ritorno del circuito utilizzatore, con alimentazione a H2NG.

Di seguito sono invece confrontate le potenze termiche ottenute nel caso di alimentazione a metano ed idrometano. Come si può notare in ogni condizione di lavoro, la potenza ottenibile mediante alimentazione a NG è sempre maggiore rispetto al caso di alimentazione a H2NG, coerentemente alla minor densità energetica volumetrica della miscela H2NG e del minor tasso di irreversibilità generato nel motore per la combustione dalla miscela di idrometano.

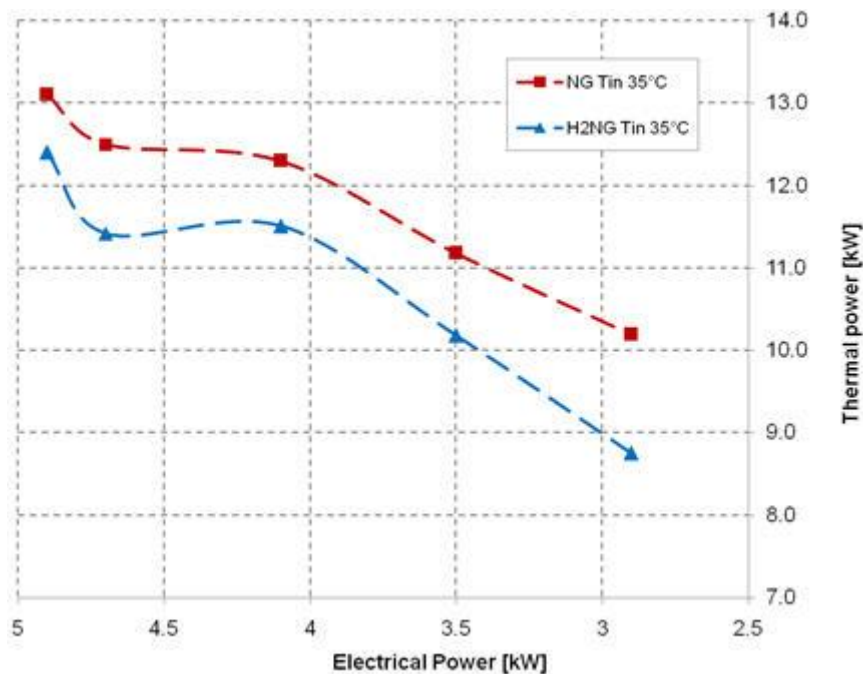


Figura 72. Curve delle potenze a bassa temperatura, nel caso di NG e H2NG.

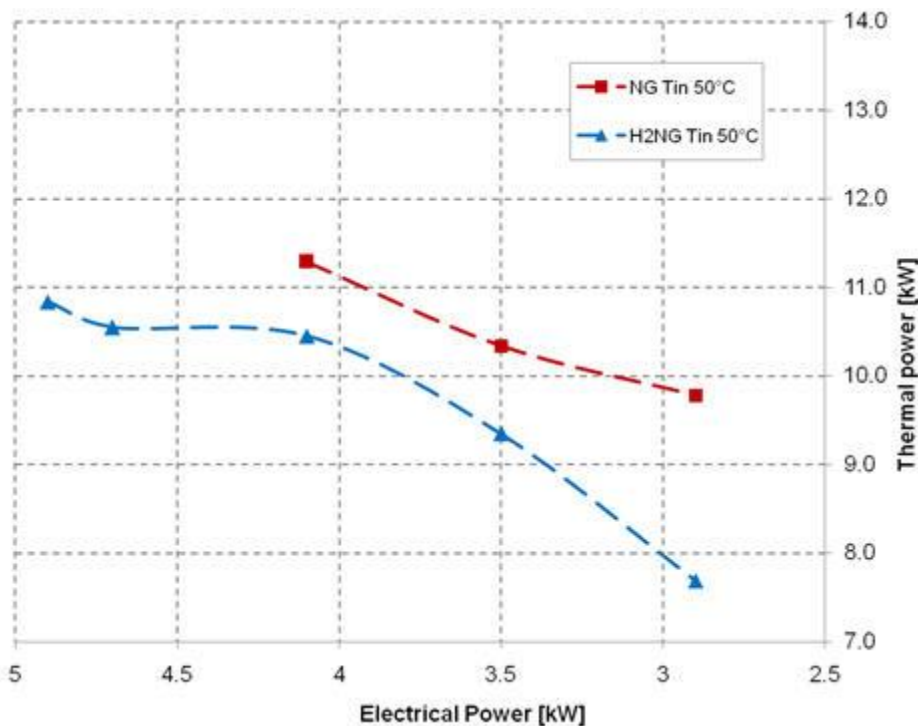


Figura 73. Curve delle potenze ad alta temperatura, nel caso di NG e H2NG.

Nello specifico, della percentuale di riduzione nella figura seguente si riporta l'andamento della riduzione di potenza a bassa ed alta temperature.

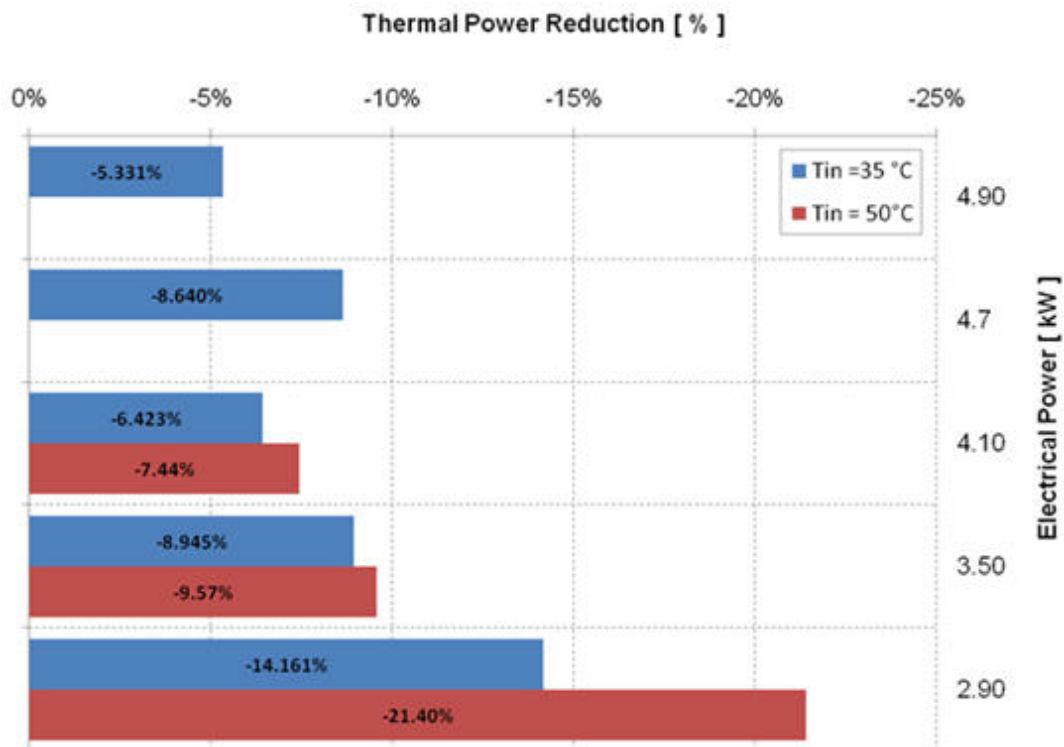


Figura 74. Riduzione percentuale della potenza termica nel caso di alimentazione a H2NG

Dai dati emerge che il funzionamento in regime di condensazione con H2NG ($T_{in}=35^{\circ}\text{C}$), consente di compensare maggiormente la riduzione di potenza termica recuperata. In particolare il maggiore derating lo si osserva in corrispondenza del carico elettrico 2.9 kWel e parallelamente si verifica un maggior effetto benefico dell'utilizzo di H2NG a bassa temperatura. Al fine di interpretare meglio i dati sperimentali, è stato realizzato un modello di calcolo semplificato per la stima del calore latente recuperato dallo scambiatore a condensazione al variare della tipologia di combustibile e delle condizioni di lavoro. Il modello di calcolo è basato sulle proprietà di condensazione del vapore acqueo contenuto nei gas combusti e richiede come parametri in ingresso le temperature di entrata ed uscita del fluido termovettore (T_{in} e T_{out}), le temperature dei gas combusti prima e dopo il catalizzatore ($T_{exg,out}$; $T_{exg,hs,tak}$), la portata dei gas combusti (deducibile dalla portata di combustibile) e del fluido termovettore dei gas. Le misure condotte, mantenendo una temperatura del fluido termovettore di ritorno al CHP pari a 35°C , hanno mostrato l'andamento riportato di seguito al variare della potenza elettrica resa dal CHP.

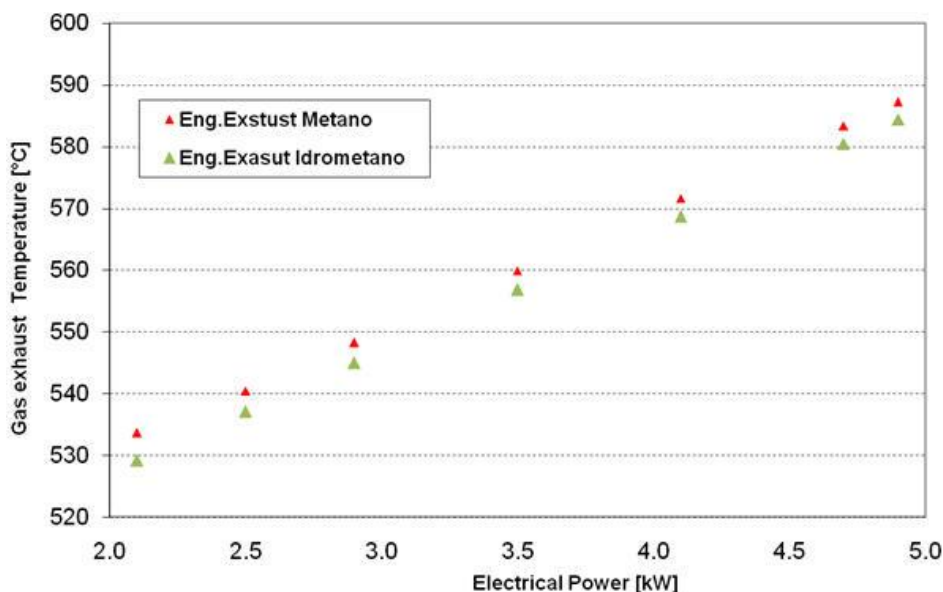


Figura 75. Temperature dei gas combusti all'entrata dello scambiatore di calore a condensazione.

L'andamento medio riscontrato per l'alimentazione a NG e H2NG, evidenzia come a parità di carico, la temperatura del metano risulti essere lievemente maggiore. L'approccio metodologico utilizzato, e sintetizzato nel seguente diagramma. Per una data miscela di combustibile immesso all'interno de CHP, grazie alle mappe relative alla teorica della condensazione per miscela di NG arricchite da H2 (50), si è risaliti alla temperatura di inizio condensazione. Le misure sperimentali hanno permesso di misurare la temperatura dei fumi all'uscita all'entrata dello scambiatore di calore a condensazione all'uscita. Mediante l'analisi della reazione di combustione e in base ai riferimenti di letteratura (50), è stato possibile stimare per ogni miscela la portata massica dei gas esausti. Al fine di valutare la percentuale del calore sensibile e latente recuperati, si è considerato che all'entrata dello scambiatore i gas tendono a raffreddarsi progressivamente, cedendo calore sensibile, mentre soltanto quando la temperatura dei gas raggiunge il valore di condensazione (stimato), inizia la fase di recupero di condensazione. In questa fase lo scambio di calore sarà sia sensibile sia latente. Lungo questo range di temperatura si è ipotizzato di discretizzare i flussi di calore mediante step successivi, in cui a valle di uno scambio sensibile, vi sia una successiva fase di scambio latente. In definitiva, con tale approccio la curva di decadimento della temperatura è stata approssimata mediante scambio una curva a gradini, con valori di DT fissati a 0.5 °C. Il procedimento analitico qui descritto è stato sviluppato all'interno del gruppo di ricerca, in cui lo scrivente ha operato. I parametri utilizzati per il calcolo della ripartizione delle potenze sono riportati di seguito. Le grandezze sopra introdotte sono state rilevate mediante il sistema di misura introdotto in precedenza.

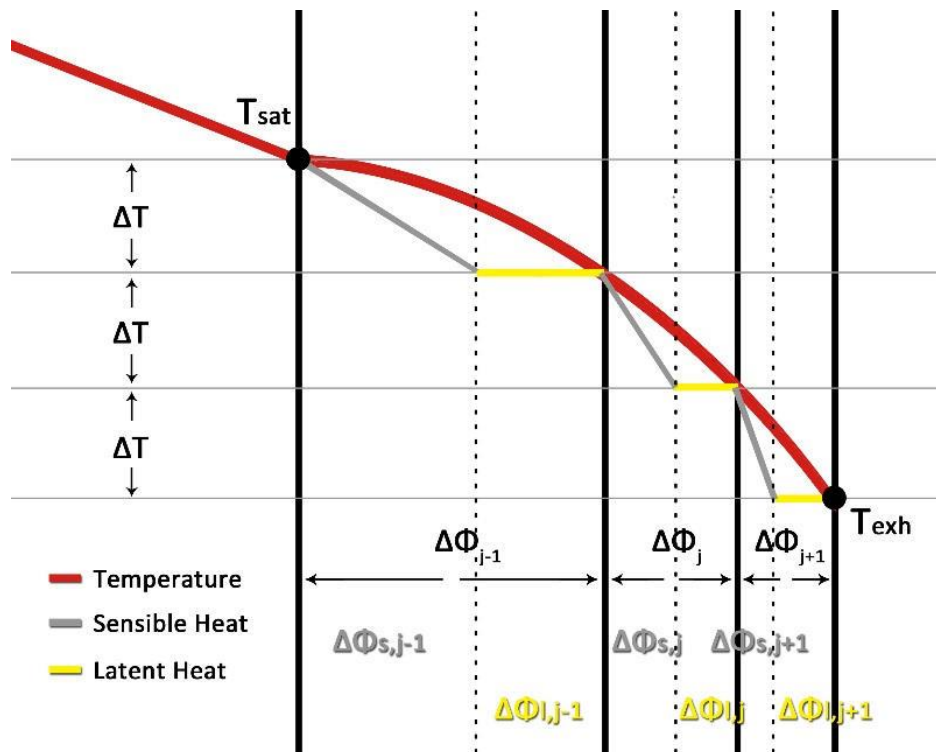


Figura 76. Sintesi del processo di calcolo per la stima della distribuzione di calore all'interno dello scambiatore a condensazione. Processo di calcolo sviluppato all'interno del team di ricerca.

Tabella 5. Parametri di calcolo utilizzati per la stima delle potenze termiche recuperate

	P_{el} [kW]	\dot{m}_w [kg/s]	\dot{m}_{exh} [kg/s]	$T_{exh,out}$ [°C]	$T_{exh,stack}$ [°C]	$T_{w,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]
NG	4.9	0.186	7.00×10^{-3}	587.20	46.20	52.00	35.00
	4.7	0.186	6.50×10^{-3}	583.33	46.37	50.70	35.00
	4.1	0.186	6.10×10^{-3}	571.63	45.91	51.03	35.00
	3.5	0.186	5.36×10^{-3}	559.93	44.99	49.20	35.00
	2.9	0.186	4.49×10^{-3}	548.23	44.20	47.85	35.00
H2NG @ 15% vol.	4.9	0.186	6.98×10^{-3}	584.45	46.20	51.00	35.00
	4.7	0.186	6.74×10^{-3}	580.50	46.40	48.80	35.00
	4.1	0.186	5.92×10^{-3}	568.65	45.90	50.03	35.00
	3.5	0.186	5.21×10^{-3}	556.80	45.00	48.00	35.00
	2.9	0.186	4.52×10^{-3}	548.00	43.70	46.30	35.00

Dal punto di vista matematico, il calore latente recuperato all'interno dello scambiatore a condensazione può essere descritto mediante la seguente equazione:

$$\Phi_{exchanger} = \Phi_{condens} + \Phi_{sens}$$

Il valore del calore recuperato dalla condensazione e espresso dalla somma degli N intervalli definiti tra la T_{sat} e T_{exh} :

$$\Phi_{condens} = \sum_{j=0}^N \dot{m}_{H2O,cond,(j)} \cdot l_{H,(j)}$$

dove il valore della massa di acqua condensata $\dot{m}_{H2O,cond,(j)}$ è stata calcolata per ogni intervallo mediante la seguente relazione:

$$\dot{m}_{H2O,cond,(j)} = \delta_j(T_j) - \delta_{j+1}(T_j + \Delta T)$$

dove con δ_j si è indicato il valore del contenuto di vapore acqueo contenuto in un volume unitario gas combusto, alla temperatura T_j . Tale valore è funzione delle caratteristiche della miscela e della temperatura di saturazione del vapore acqueo. In questa applicazione, si è deciso di utilizzare l'approccio grafico semplificato presente in letteratura (50) e sintetizzato nel paragrafo relativo all'idrometano. In definitiva, a verifica dei risultati ottenuti dalla discretizzazione precedente, si è stimato l'intera portata di vapore acqueo condensato mediante l'espressione riportata di seguito.

$$\dot{m}_{H2O,cond} = \delta_{max}(T_{sat}) - \delta_{exh}(T_{exh})$$

Il relativo contributo del calore sensibile ceduto dai gas combustibili, per ogni singolo intervallo è stato ottenuto considerato come portata massica, quella ottenuta dalla massa dei fumi nel punto j meno la massa condensata al punto j+1. La sommatoria a tutti gli intervalli, restituisce così il calore sensibile effettivamente recuperato all'interno dello scambiatore a condensazione.

$$\Phi_{sens} = \sum_{j=0}^N (\dot{m}_{f,(j)} - \dot{m}_{H2O,cond,(j+1)}) \cdot c_{p,f,(j+1)} \cdot \Delta T$$

Allo scopo di esaurire il calcolo delle grandezze principali che governano il funzionamento dello scambiatore di calore a condensazione, si è stimata la temperatura dell'acqua in entrata allo scambiatore considerando che, in prima approssimazione, la potenza termica ceduta dai gas combustibili deve coincidere con la potenza termica acquisita dal fluido termovettore del lato utente.

$$\Phi_f = \sum_{j=0}^N (\dot{m}_{f,(j)} \cdot c_{p,f,(j)} \cdot \Delta T + \dot{m}_{H2O,cond,(j)} \cdot l_{H,(j)})$$

$$\Phi_w = \dot{m}_w \cdot c_w \sum_{j=0}^N \Delta T_{w,(j)}$$

Uguagliando le due espressioni, è possibile stimare e calcolare la temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore analizzato. Si riporta di seguito le risultanze dall'applicazione del processo di calcolo al caso in esame. Essendo interessante analizzare il contributo del recupero di calore latente, sul totale recuperato, si è scelto di concentrare l'attenzione alle condizioni di funzionamento in condizioni di bassa temperatura. È proprio in queste condizioni infatti che il contributo del calore latente, recuperato dai fumi esausti risulta essere maggiore. Nelle Figura 85 e Figura 86 sono state riportate le due potenze termiche recuperate dai due scambiatori. In particolare, per quanto riguarda lo scambiatore acqua/fumi si riporta in maniera distinta il recupero di calore sensibile e quello latente.

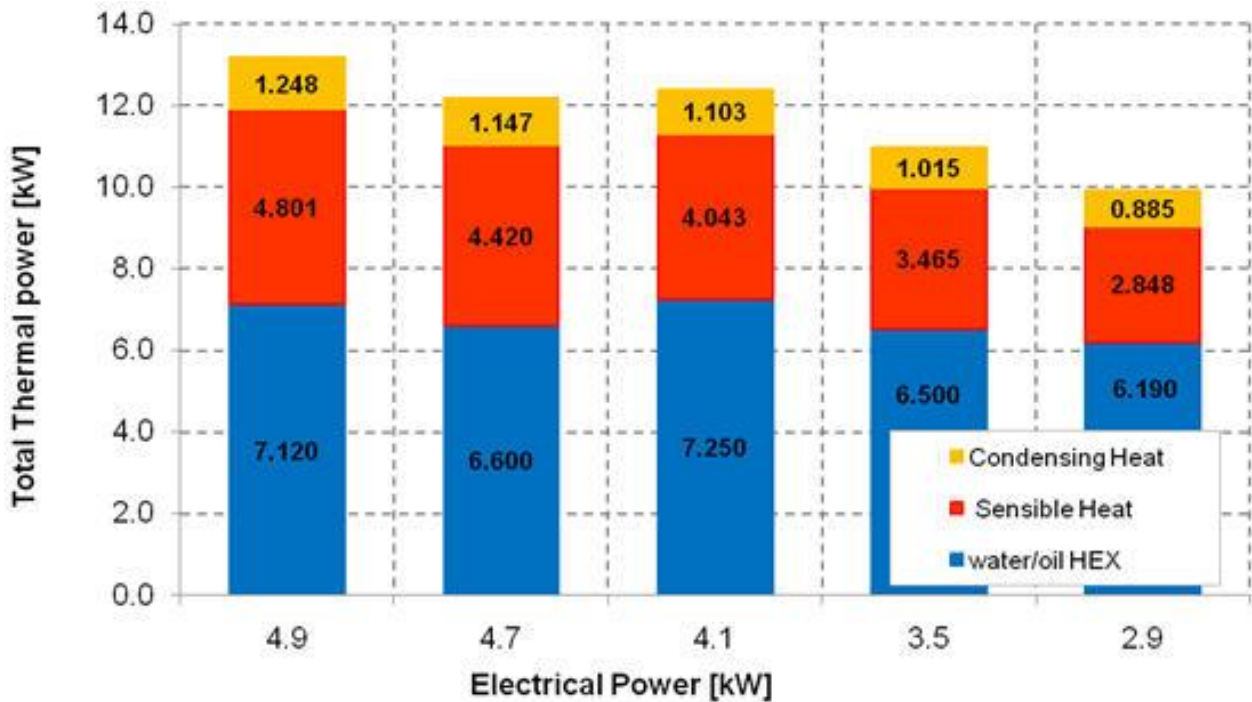


Figura 77. Distribuzione della potenza termica recuperata, con alimentazione a NG.

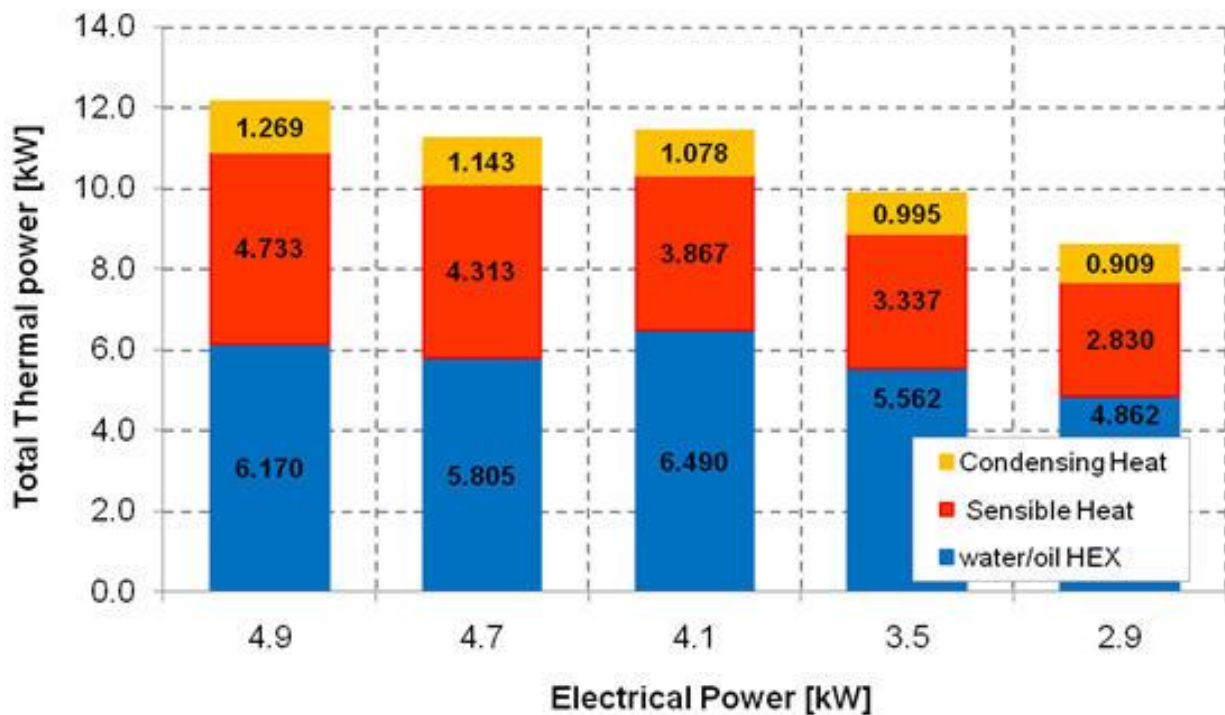


Figura 78. Distribuzione della potenza termica recuperata, con alimentazione a H2NG.

La validità del modello è confermata dal buon accordo tra i dati simulati e quelli misurati, come sintetizzato nella figura sottostante (Figura 79). Si può notare come vi sia un buon accordo tra le potenze termiche misurate e quelle stimate mediante il modello numerico.

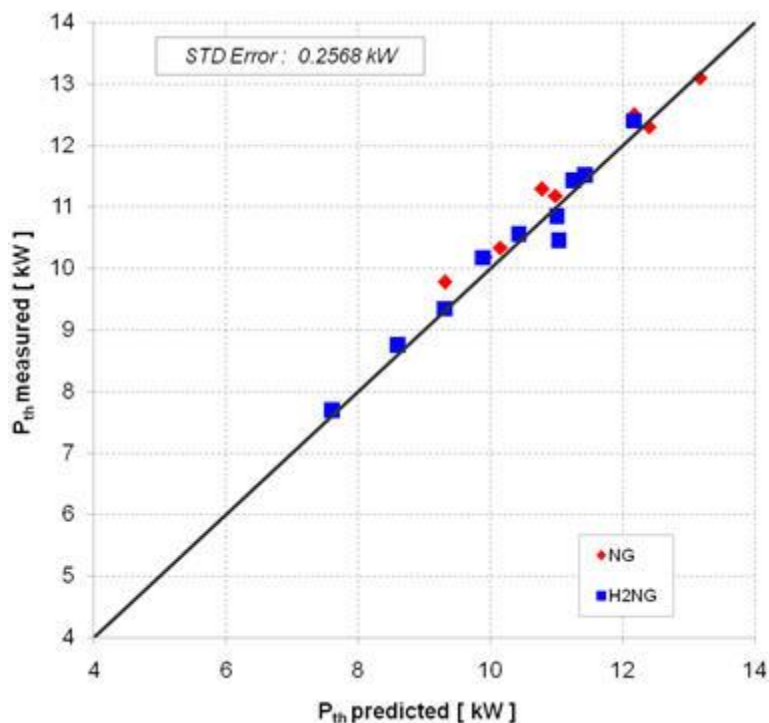


Figura 79. Correlazione tra dati di potenza sperimentali e simulati.

Dalle Figura 77 e Figura 78 si evince che nel caso di alimentazione a H2NG la potenza termica recuperata dallo scambiatore acqua/olio risulta essere sempre inferiore. Tale risultato è giustificato se si tiene conto che ad un miglioramento di efficienza meccanica corrisponde una riduzione delle irreversibilità nel ciclo Otto del motore (60) inoltre la miscela H2NG a parità di condizione di carico è caratterizzato da un minor contenuto energetico (potenze termiche di H2NG sempre inferiori a quelle del NG).

A conferma di tali affermazioni si riporta di seguito valori del Heat Release Rate valutato come rapporto tra il calore recuperato dal sistema di raffreddamento del jacket e il calore rilasciato dal combustibile su base LHV. Si può osservare come Heat Release Rate sia massimo in entrambi i casi in corrispondenza del carico parziale minimo, viste le maggiori irreversibilità.

Relativamente allo scambiatore acqua/fumi , la Figura 81 mostra il Sensible and Latent Heat Rate al variare carico elettrico per i due casi di alimentazione, definito come rapporto tra la potenza termica totale recuperata dallo scambiatore acqua/fumi in regime di condensazione e la potenza rilasciata dal combustibile. Nel caso di alimentazione ad H2NG the Sensible and Latent Heat è maggiore rispetto al funzionamento tradizionale. Nel dettaglio si riscontra un aumento medio del 1.8% .

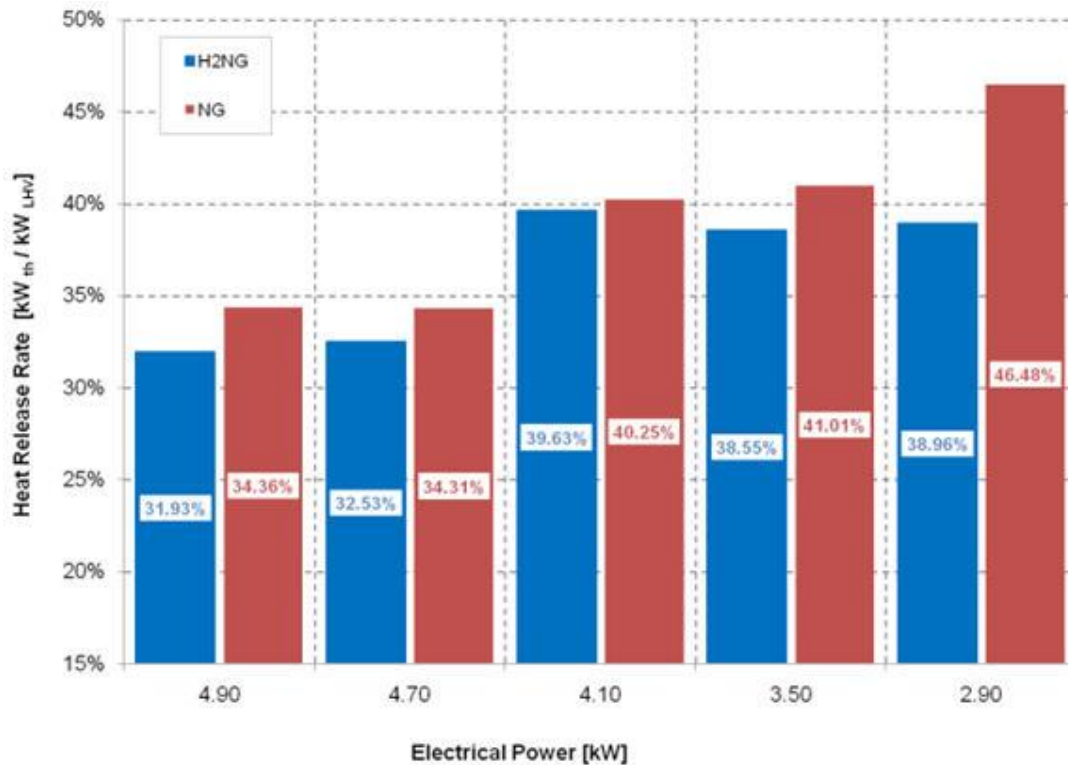


Figura 80. Andamento del Heat Release Rate per alimentazione a H2NG e NG, ottenuto con i dati simulati, al variare del carico.

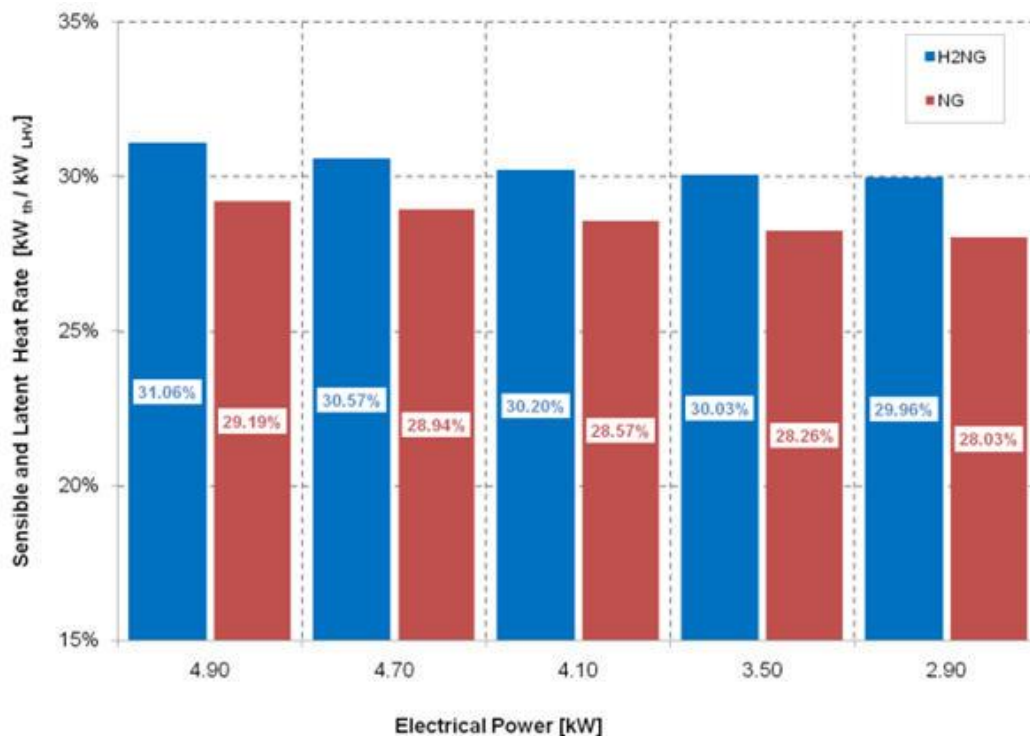


Figura 81. Andamento del Sensible and Latent Heat Rate, ottenuto dai dati simulati, al variare del carico.

Sostanzialmente l'effetto finale che si è riscontrato e che utilizzando H2NG lo scambiatore a condensazione fornisce un contributo alla potenza termica recuperata maggiore rispetto al funzionamento a NG. Ad esempio per il carico nominale si ha rispettivamente 31.06% contro 28.19%. A completamento dell'analisi, si è provveduto a valutare l'incidenza della potenza termica recuperata per condensazione di vapore acqueo

presente nei fumi sulla potenza termica totale recuperata. Si riporta sul medesimo grafico la portata di vapore acqueo condensata stimata mediante il modello di calcolo sviluppato da Lo Basso (50). Gli stessi risultati sono stati riportati per il caso di alimentazione a idrometano.

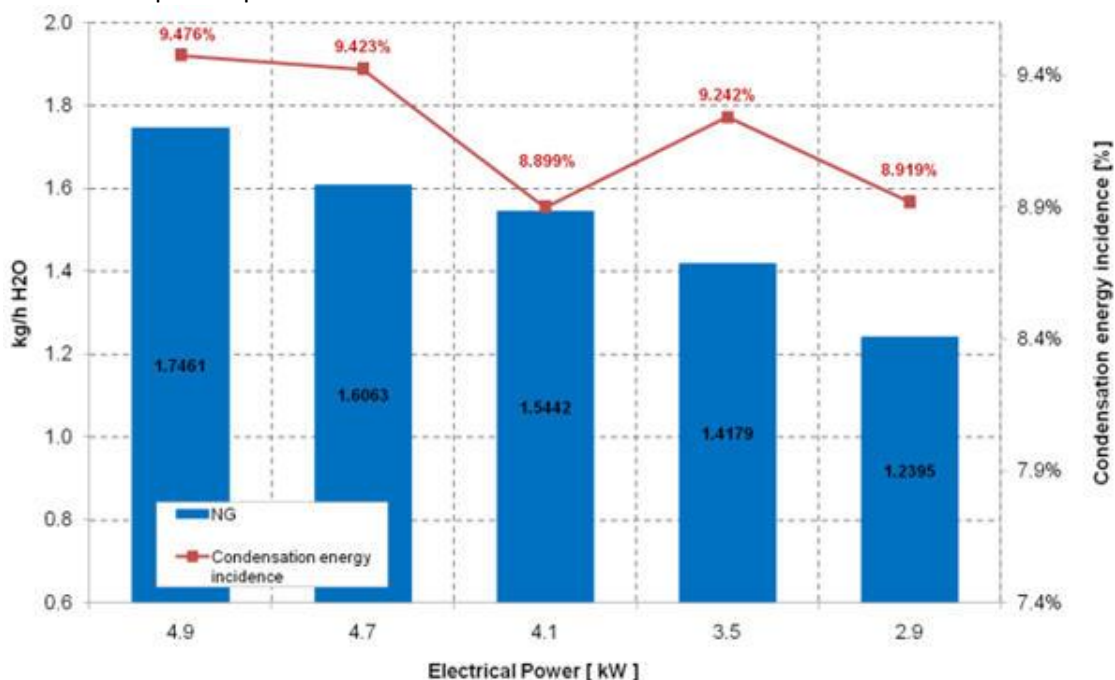


Figura 82. Andamento del vapore acqueo condensato e dell'incidenza del recupero di potenza termica per condensazione, ottenuti mediante il modello di simulazione, per diversi valori del carico elettrico. Alimentazione a NG.

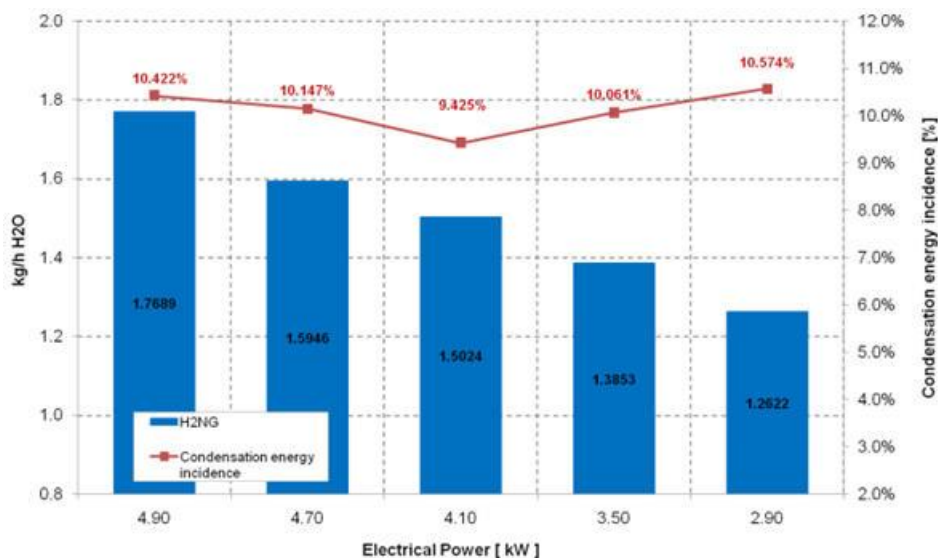


Figura 83. Andamento del vapore acqueo condensato e dell'incidenza del recupero di potenza termica per condensazione, ottenuti mediante il modello di simulazione, per diversi valori del carico elettrico. Alimentazione a H2NG

Le due miscele, come si nota, danno portate massiche condensate diverse, tali risultati sono dovuti principalmente alla diversa composizione chimica dei combustibili e alla relativa diversa temperatura di condensazione.

Considerando la concentrazione massima di vapore acqueo contenuto nei gas combusti δ_{max} , è stato possibile stimare la relativa efficienza di condensazione definita in letteratura dalla seguente formula [58-59 energy] (52) (51):

$$\eta_{condens} = \frac{\delta_{max} - \delta}{\delta_{max}}$$

dove δ con si è indicato il valore del vapore acqua effettivamente condensato, stimato con l'approccio grafico [(50)]. Il valore dell'efficienza di condensazione e il relativo valore della portata di vapore condensato e riportato di seguito, per entrambe le miscele.

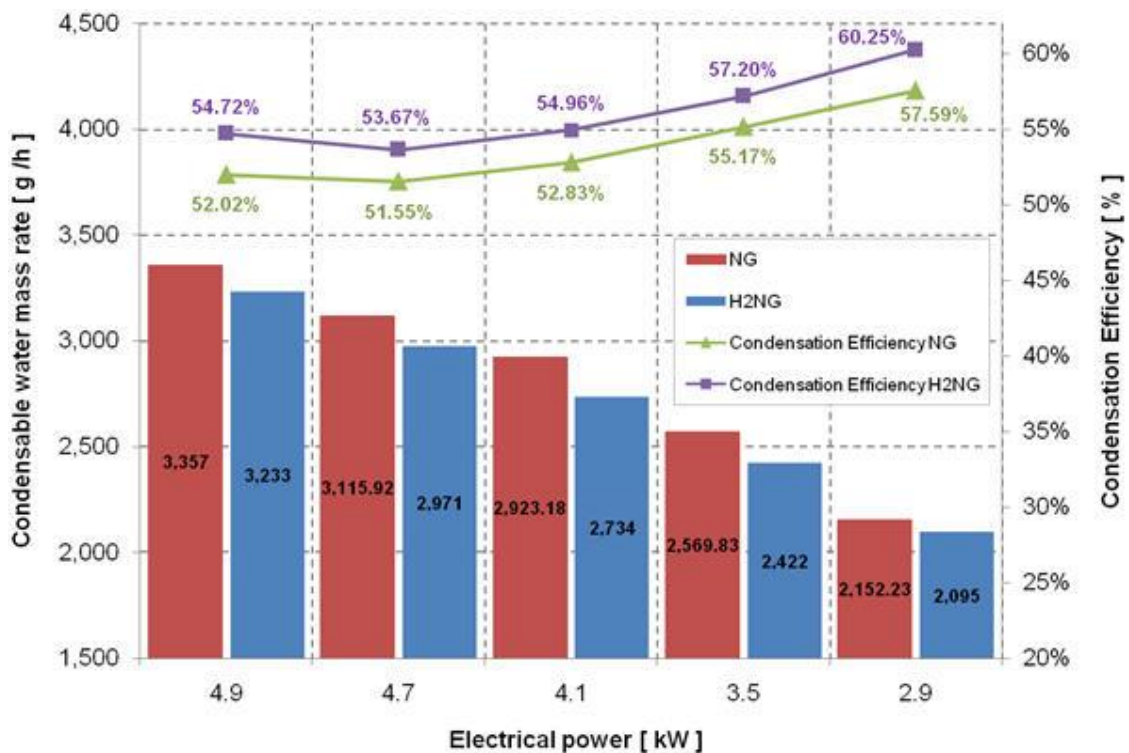


Figura 84. Andamento dell'efficienza di condensazione e della porta d'acqua teorica condensabile per le due miscele.

Come anticipato, le due miscele a causa della loro diversa composizione, reagiscono diversamente alla reazione di combustione. In conseguenza di ciò il contenuto massimo di acqua presente allo stato vapore risulta differente. In particolare nel caso di metano si ha un maggior contenuto d'acqua. Ad ogni modo, nel caso di H2NG il volume dei gas combusti risulta inferiore, producendo un aumento della pressione parziale del vapore acqueo e un conseguente innalzamento della temperatura di saturazione [Lo Basso]. Questo aspetto, a parità delle condizioni di lavoro, provoca una maggiore efficienza di condensazione del vapore acqueo rispetto al caso di alimentazione a NG. Al fine di testare ulteriormente il modello di calcolo realizzato, si è deciso inoltre di investigare la ripartizione di calore nello scambiatore a condensazione nel caso di temperature dell'acqua di ritorno prossime ai 50°C.

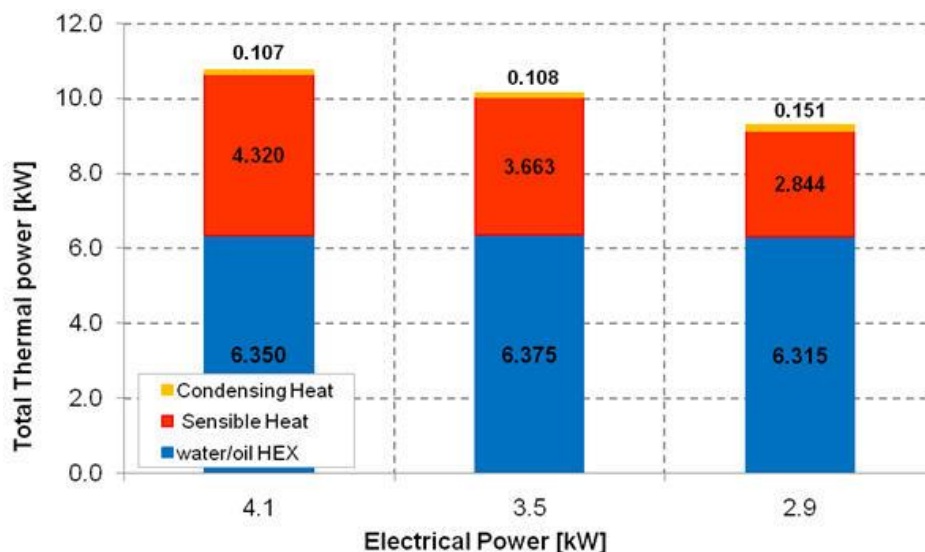


Figura 85. Distribuzione della potenza termica recuperata, con alimentazione a NG,(Tin =50)°C.

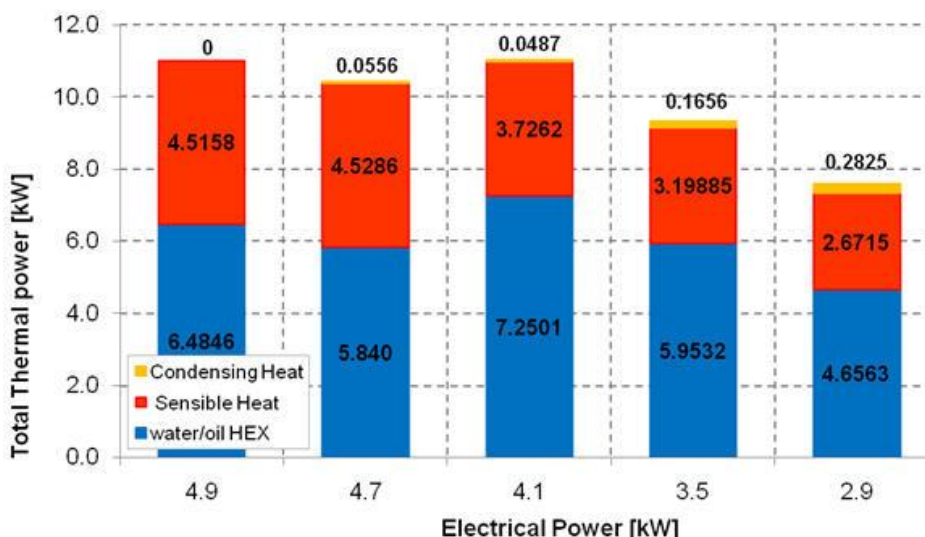


Figura 86. Distribuzione della potenza termica recuperata, con alimentazione a H2NG,(Tin =50)°C.

Una simile situazione di lavoro, ha permesso di simulare la distribuzione del calore e in particolare il contributo del calore latente presente nei fumi, nelle condizioni limite di condensazione del microcogeneratore. In entrambe le tipologie di combustibile, si nota come il contributo del calore latente sia praticamente azzerato, nonostante la temperatura di ritorno del circuito utilizzatore sia ancora inferiore a quella di condensazione del vapore acqueo nei fumi. Tale risultato è accettabile considerando la configurazione idraulica del sistema di recupero termico. Lo scambiatore a piastre acqua/olio è interposto tra il circuito utilizzatore e lo scambiatore a condensazione. In conseguenza di ciò l'acqua di ritorno al CHP recupera calore innalzando la sua temperatura prima di entrare nello scambiatore a condensazione, con conseguente riduzione del calore latente recuperato. Questo risultato numerico è in accordo con quanto riscontrato anche nelle prime misurazioni (Figura 6. 6) in cui si nota come in corrispondenza dei 50 °C le curve di funzionamento del CHP tendono ad aumentare la loro pendenza. Tale confronto conferma come il modello di calcolo adottato, anche con le esemplificazioni con cui è stato ideato, permette di descrivere esaurientemente il fenomeno del recupero di calore latente dello scambiatore anche in condizioni di alta temperatura. Le potenze totali simulate, come evidenziato nella Figura 79 sono in buon accordo con quelle sperimentali.

Nelle Figura 87 e Figura 88, sono riportati gli andamenti dei rendimenti termici calcolati sulla base delle potenze termiche registrate nella campagna sperimentale. Si osserva che a parità di combustibile utilizzato, il rendimento termico è maggiore in ogni condizioni di carico nel caso di funzionamento in condensazione.

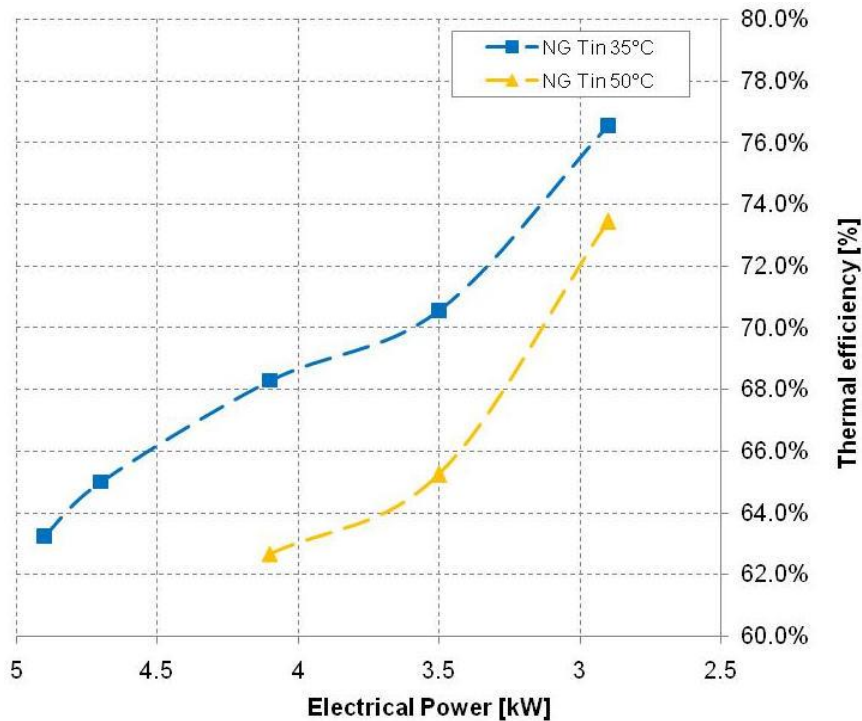


Figura 87. Andamento del rendimento termico al variare del carico, per differenti temperature del circuito di ritorno. Alimentazione a NG

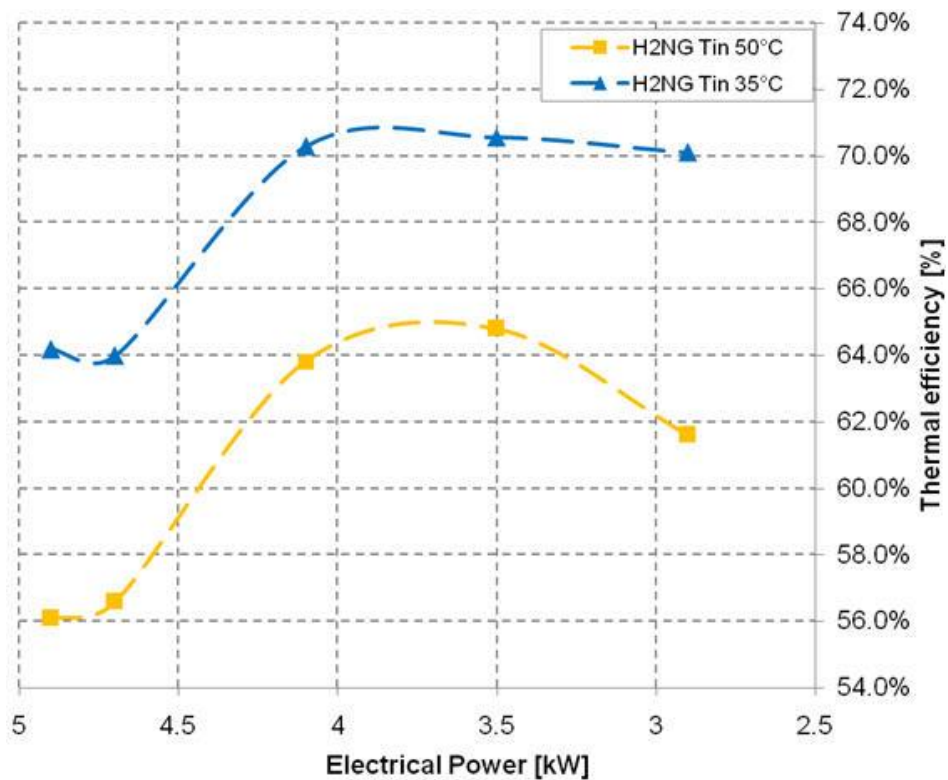


Figura 88. Andamento del rendimento termico al variare del carico, per differenti temperature del circuito di ritorno. Alimentazione a H2NG.

Al fine di evidenziare le differenze del rendimento termico, a parità di condizioni di lavoro, variando il combustibile di alimentazione, sono stati costruiti i grafici Figura 89 e Figura 90.

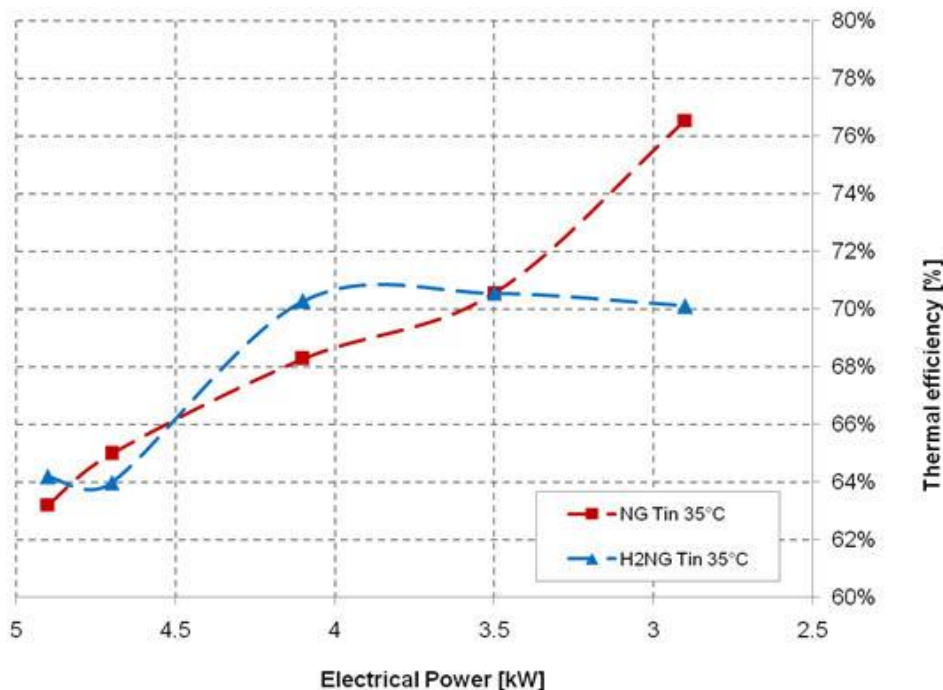


Figura 89. Confronto tra i rendimenti termici a bassa temperatura nel caso di alimentazione a NG e H2NG

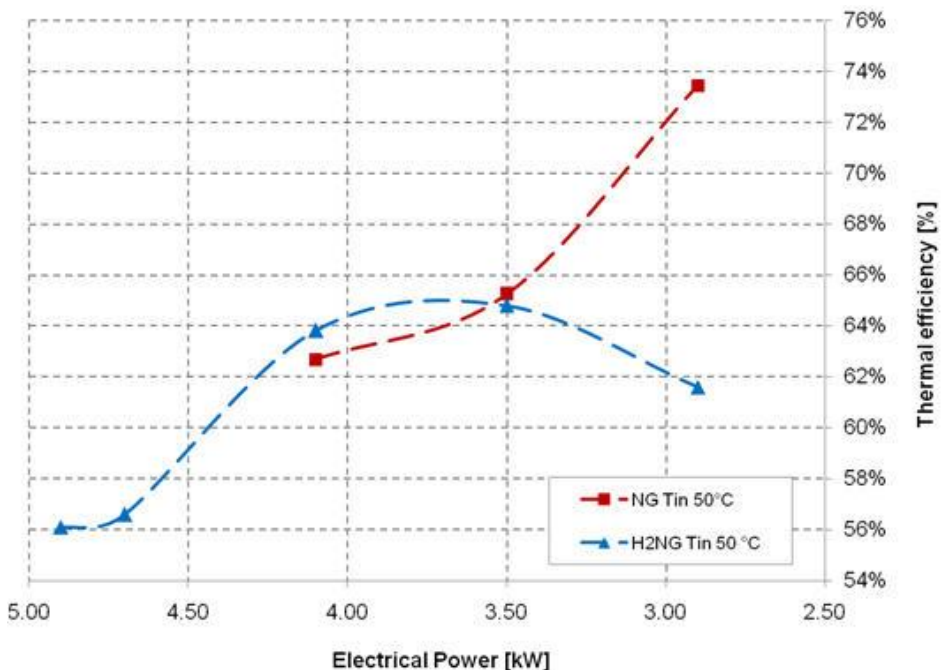


Figura 90. Confronto tra i rendimenti termici ad alta temperatura nel caso di alimentazione a NG e H2NG

Focalizzando l’attenzione nel caso di funzionamento a bassa temperatura, gli andamenti dei rendimenti non risultano simili a quelli delle potenze, come ci si sarebbe aspettati. Nel dettaglio si notano delle intersezioni tra le due curve che impediscono di definire in maniera univoca l’effetto dell’arricchimento di idrogeno sul rendimento termico al variare del carico elettrico. Visto che il rendimento è una grandezza calcolata in base al rapporto tra la potenza termica misurata e il prodotto tra portata di combustibile e LHV,

si è deciso di investigare sulla qualità delle misure per verificare che i comportamenti rilevati non siano ascrivibili a fenomeni termodinamici non previsti nell'analisi condotta.

7.7.3 Analisi dell'errore

Per completare l'analisi dei risultati è stata valutata l'incertezza di misura sui rendimenti elettrici e termici. Per quanto riguarda il rendimento elettrico è possibile notare che l'incertezza è funzione dei parametri misurati che nel caso specifico sono la potenza elettrica e la portata di NG. Nel caso del rendimento termico i parametri misurati sono: la portata di acqua e glicole, le temperature di ingresso ed uscita del fluido termovettore e la portata di NG. A questo punto applicando la legge fondamentale per la propagazione dell'errore, differenziando l'espressione del rendimento elettrico, si ottiene quanto segue:

$$d(\eta_{el}) = \frac{1}{LHV \cdot q_{NG}} \cdot dP_{el} - \frac{P_{el}}{LHV \cdot q_{NG}^2} \cdot dq_{NG}$$

Per cui il valore dell'incertezza quadratica è riportata nell'equazione seguente:

$$u(\eta_{el})^2 = \left(\frac{1}{LHV \cdot q_{NG}} u(P_{el}) \right)^2 + \left(\frac{P_{el}}{LHV \cdot q_{NG}^2} u(q_{NG}) \right)^2$$

Mentre l'incertezza relativa vale:

$$\left(\frac{u(\eta_{el})}{\eta_{el}} \right)^2 = \left(\frac{u(P_{el})}{P_{el}} \right)^2 + \left(\frac{u(q_{NG})}{q_{NG}} \right)^2$$

Lo stesso approccio è stato applicato per la valutazione dell'incertezza di misura sul rendimento termico. Per cui nel caso della alimentazione a gas naturale l'incertezza relativa vale:

$$\left(\frac{u(\eta_{th})}{\eta_{th}} \right)^2 = \left(\frac{u(\dot{m}_w)}{\dot{m}_w} \right)^2 + \left(\frac{u(q_{NG})}{q_{NG}} \right)^2 + \left(\frac{u(\Delta T_w)}{\Delta T_w} \right)^2$$

Per quanto riguarda la campagna sperimentale condotta sul CHP alimentato dalla miscela H2NG al 15% il valore dell'incertezza viene influenzato da un errore di misura aggiuntivo dovuto alla presenza del mass flow dell'idrogeno. Pertanto l'incertezza assoluta della portata volumetrica della miscela di H2NG è espressa dalla equazione sottostante:

$$u(q_{H2NG}) = \left(u(q_{NG})^2 + u(q_{H2})^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

Analogamente a quanto sopra esposto si ottengono le espressioni delle incertezze relative per il rendimento elettrico e termico:

$$\left(\frac{u(\eta'_{el})}{\eta'_{el}} \right)^2 = \left(\frac{u(P_{el})}{P_{el}} \right)^2 + \left(\frac{u(q_{H2NG})}{q_{H2NG}} \right)^2$$

$$\left(\frac{u(\eta'_{th})}{\eta'_{th}} \right)^2 = \left(\frac{u(\dot{m}_w)}{\dot{m}_w} \right)^2 + \left(\frac{u(q_{H2NG})}{q_{H2NG}} \right)^2 + \left(\frac{u(\Delta T_w)}{\Delta T_w} \right)^2$$

Al fine di garantire che le differenze registrate tra i rendimenti non siano dipendenti dall'incertezza di misura della strumentazione installata, sono state stimate le due quantità $(\eta'_{el} - \eta_{el})$ e $(\eta'_{th} - \eta_{th})$, nelle condizioni nominali valgono rispettivamente 1.72% e 0.97 %. Quindi occorre valutare i valori delle incertezze:

$$u(\eta'_{el} - \eta_{el}); \quad u(\eta'_{th} - \eta_{th})$$

Sostituendo i valori numerici, si ha che la differenza dei rendimenti elettrici è pari $1.72\% \pm 0.72\%$, mentre per il rendimento termico si ha una differenza pari a $0.97\% \pm 1.70\%$. Nel primo caso è possibile affermare che le misure sui rendimenti elettrici sono attendibili in quanto le variazioni apprezzate sono superiori all'errore di misura. Invece nel secondo caso, le variazioni riscontrate sono totalmente assorbite dall'errore di misura, tranne che nei punti a carico parziale pari a 4.1 kW_{el} e 2.9 kW_{el}. Osservando gli andamenti del rendimento di primo principio nel caso di condensazione, è stato necessario eseguire un'ulteriore analisi delle incertezze. Facendo riferimento alle condizioni di carico nominale, la differenza registrata tra l'alimentazione H2NG e NG è pari a 2.68 %. Una volta calcolata l'incertezza massima ($\pm 1.84\%$), si può affermare che l'unica misura non attendibile si è verificata in corrispondenza del carico pari a 4.7 kW_{el}. Infatti in questa condizione la differenza registrata è circa pari a -0.9% e quindi pienamente assorbita dall'errore di misura. Pertanto è possibile affermare che nell'intervallo compreso tra 100% e il 75% della potenza elettrica, l'efficienza globale di conversione con alimentazione a H2NG risulta essere superiore o uguale rispetto a quelle a NG. Per carichi parziali inferiori al 65% l'efficienza globale è penalizzata. Lo stesso fenomeno è stato registrato nel caso di funzionamento ad alta temperatura.

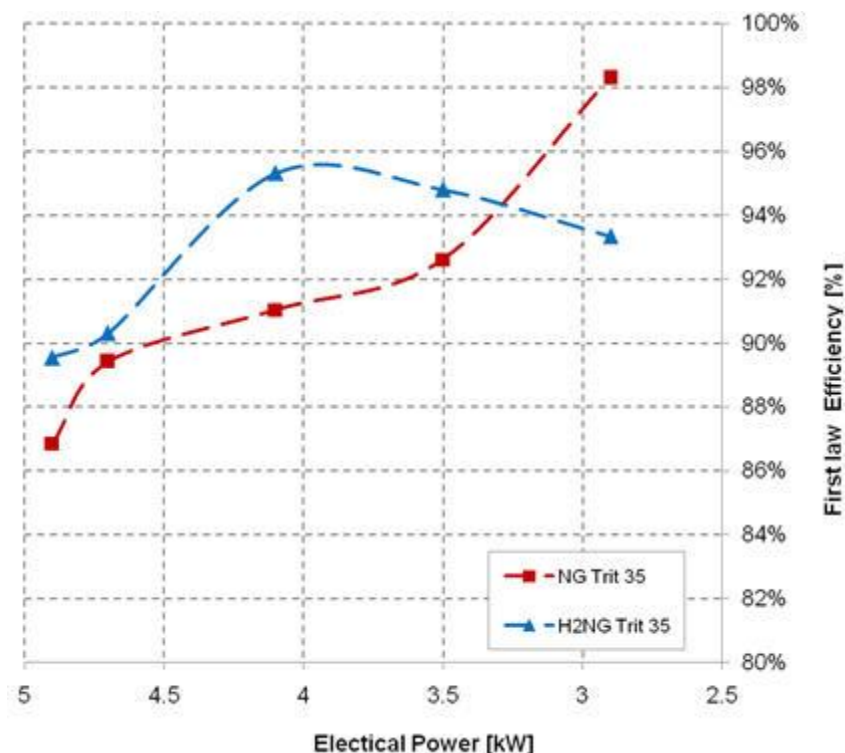


Figura 91. Andamento del rendimento di primo principio con il carico elettrico, (Tin=35°C)

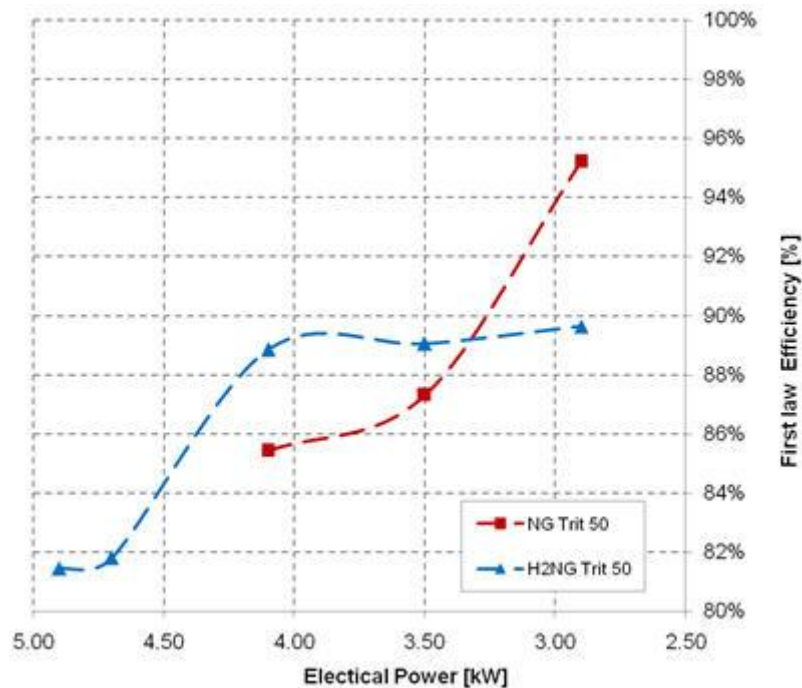


Figura 92. Andamento del rendimento del primo principio con il carico elettrico ($T_{in}=50^{\circ}\text{C}$)

Al fine di completare l'interpretazione dei risultati sperimentali, si è indagato anche sull'incertezza di misura della potenza termica. In questo caso l'incertezza relativa della grandezza osservata rimane costante, mentre le incertezze assolute sono pari a ± 0.1599 kWth per il caso NG e ± 0.1514 kWth per il caso H2NG. Inoltre l'incertezza assoluta sulla differenza delle potenze misurate $u(P'_{th} - P_{th})$ è pari a ± 0.2202 kWth. Poiché in condizioni di carico nominale la differenza delle potenze termiche registrate tra alimentazione a H2NG e NG è pari a -0.6984 kWth, le misure sulle potenze sono attendibili. Quindi si può affermare che esiste sempre una riduzione di potenza termica recuperata nel caso H2NG. I valori poco attendibili riscontrati sui rendimenti termici sono quindi dovuti essenzialmente alla propagazione dell'incertezza di misura introdotta dal mass flow dell'idrogeno. Questo significa che per intervalli di potenza compresi tra 100% e il 75% non vi è una variazione significativa del rendimento di recupero termico. Dopo questa soglia invece il valore tende a diminuire. A valle di tali considerazioni, si può affermare che nel caso di alimentazione a NG, in entrambe le condizioni di lavoro, si ha un massimo del rendimento di primo principio in corrispondenza del carico parziale (2.9 kWel) a vantaggio del recupero termico rispetto alla producibilità elettrica. Parallelamente si può osservare che nel caso di alimentazione ad H2NG nel funzionamento a condensazione il valore di picco del rendimento di primo principio lo si ha in corrispondenza del 85 % del carico elettrico (4.1 kW). Mentre nel funzionamento non a condensazione il valore massimo del rendimento di primo principio numericamente lo si ha in corrispondenza di 2.9 kWel ma data la ridotta variazione della grandezza tra il carico elettrico 4.1 kWel e 2.9 kWel si afferma che, approssimativamente il massimo rendimento di conversione lo si ha in questo range.

7.8 Aspetto ambientale: stima teorica delle emissioni di CO2

A valle delle analisi sperimentali è risultato interessante valutare l'impatto ambientale, in teso in questa sede come emissioni di CO2 riferita alla produzione energetica, del sistema di cogenerazione sperimentato. A tal fine si è deciso di valutare inizialmente le emissioni CO2 correlata alla produzione elettrica, escludendo in un primo momento in contributo offerto dalla cogenerazione riguardo alla produzione combinata. Allo scopo di avere un valore di riferimento sugli eventuali benefici ambientali del sistema di cogenerazione, si è successivamente confrontato il valore di emissione specifica del CHP con quello del parco termoelettrico nazionale. Riguardo alle modalità di calcolo delle emissioni di CO2, non essendo stato possibile eseguire misure dirette, e considerando che il motore è dotato di catalizzatore a tre vie, si è in prima approssimazione considerate la composizione dei fumi esausti coincidente con quella derivante

dall'equazione chimica di combustione. In queste ipotesi nel caso di alimentazione a NG, si ha per ogni metro cubo di combustibile immesso, circa 1.963 kg di CO₂, mentre nel caso alimentazione a H₂NG tale grandezza assume il valore di 1.669 kg di CO₂. In base alle portate di combustibile richiesto nelle diverse condizioni di lavoro, e stato possibile stimare il valore di emissione specifico espresso in kg di CO₂ emesso per la produzione di un kWh elettrico(Figura 93).

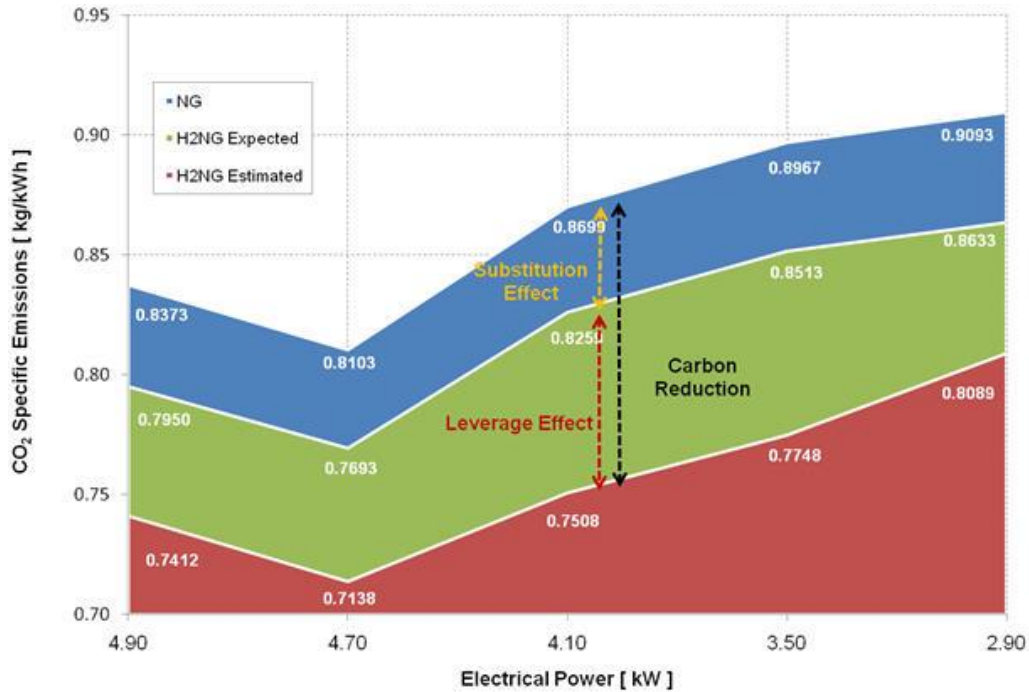


Figura 93. Emissioni specifiche del μCHP considerandolo come macchina produttrice di sola energia elettrica. Valori stimati ipotizzando che la reazione di combustione reale sia approssimabile a quella stechiometrica.

Nella figura precedente, si è riportato l'emissione specifiche sia nel caso di alimentazione a NG sia nel caso di H₂NG (H₂NG Estimated), inoltre si è ritenuto opportuno riportare il valore di emissione che si avrebbe avuto se la miscela H₂NG non avesse prodotto un incremento di efficienza di conversione elettrica (H₂NG Expected). Analizzando gli andamenti delle emissioni ottenute nel caso ad NG e H₂NG reale, si può osservare come l'arricchimento di H₂ della miscela abbia prodotto una sensibile riduzione del coefficiente di emissione specifica.

Osservando nel complesso, tutte e tre le curve si osserva come i valori minori di emissioni si hanno in corrispondenza del carico elettrico pari a 4.1 kW, questo aspetto è giustificato dal maggior valore del rendimento elettrico che la macchina è in grado di raggiungere in tali condizioni di carico. I restanti valori di emissione specifica sono altrettanto coerenti con i valori dei rendimenti termici ottenuti nelle due tipologie di alimentazione. La stima condotta fino a questo punto, ad ogni modo non risulta essere del tutto esaustiva in quanto si penalizza il sistema di cogenerazione trascurando l'effetto utile del recupero di calore termico. In altri termini, al fine di valutare coerentemente le reali emissioni di CO₂ risulta necessario considerare sia l'energia elettrica prodotta sia l'energia termica recuperata. In letteratura scientifica sono presenti numerosi lavori (61) (60) (62) (63) (64) (65). In particolare Bianchi e De Pascale propongono in Emission Calculation Methodologies for CHP Plants, una procedura basata sulla seguente espressione:

$$\delta_{CHP} = \delta_{el} - \delta_{Avd} = \delta_{el} - \left(\frac{\lambda'_t}{\eta_{g,ref}} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{th}}{\eta_{el}} \right)$$

dove:

- δ è l'emissione specifica per la sola generazione elettrica;
- λ'_t è il coefficiente di emissione specifica del generatore evitato;
- $\eta_{g,ref}$ rappresenta l'efficienza termica del generatore evitato.

Con una simile relazione, gli autori (Bianchi, De Pascale) evidenziano come all'emissione specifica del CHP debba essere sottratta una percentuale correlata al calore utile recuperato mediante cogenerazione. Un simile approccio risulta coerente con il fatto che, lo stesso calore recuperato puo essere generato da una soluzione tradizionale di generazione termica, con conseguente produzione di ulteriore CO₂ in atmosfera. Il beneficio della cogenerazione dal punto di vista ambientale quindi risiede quindi nel fatto che con la stessa portata di combustibile fossile bruciata si riesce a soddisfare una quota parte del fabbisogno elettrico e termico dell'utenza, risparmiando il quantitativo di energia primaria con conseguente riduzione delle emissioni. Applicando tale approccio, è stato possibile valutare il valore del fattore di emissione specifico, comprensivo di contributo del calore termico recuperato. In prima istanza si è considerata come tecnologia di riferimento per la produzione di calore, una caldaia alimentata a NG di tipo tradizionale (ovvero non a condensazione), con un rendimento medio del 90%. In base a tali assunzioni, l'emissione di CO₂ per il CHP sperimentato sono risultate inferiori a 0.2491 kg per ogni kWh elettrico prodotto, nel caso di alimentazione a NG. Il cambio di combustibile (alimentazione a H₂NG), invece produce un valore dell'emissione sempre minori di 0.1843 kg per kWh prodotto. Gli andamenti in questo caso sono decrescenti andando dai carichi elevati a quelli piccoli, in quanto per valori elevati della potenza elettrica richiesta alla macchina i relativi rendimenti termici sono minori, come descritto nel paragrafo corrispondente. Le figure 28 e 29 mostrano le emissioni specifiche corrette secondo la metodologa sopraindicata. In particolare, sono stati analizzati due casi distinti: il primo fa riferimento all'impiego di un generatore di calore tradizionale; il secondo fa riferimento a un generatore a condensazione.

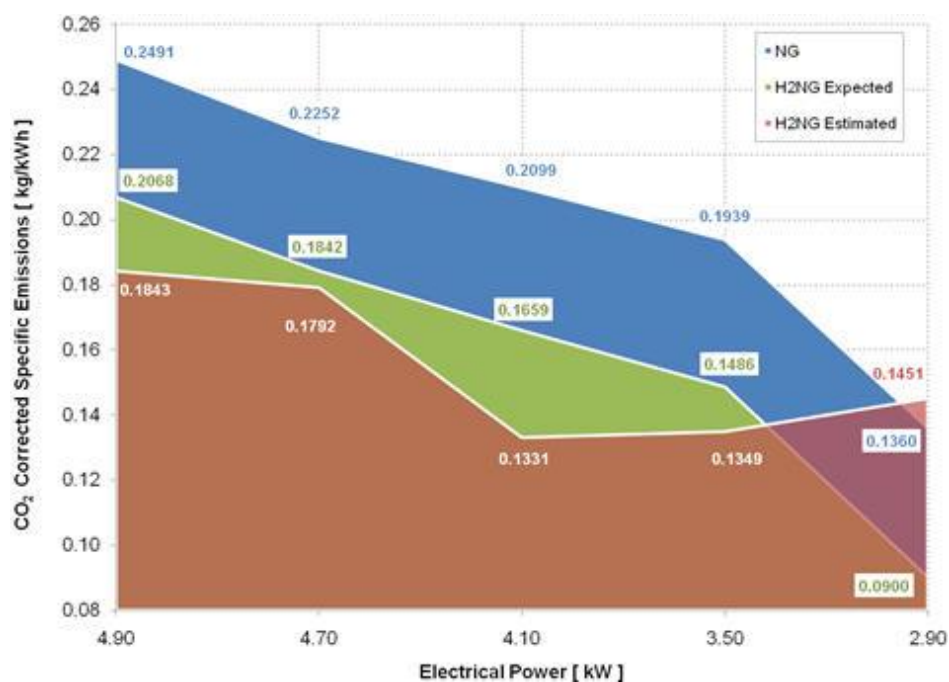


Figura 94. Emissioni specifiche del μ CHP considerandolo come macchina produttrice sia di energia elettrica sia termica. Valori stimati ipotizzando che la reazione di combustione reale sia approssimabile a quella stechiometrica. Tecnologia tradizionale di confronto coincidente con caldaia a NG non a condensazione.

Allo stato attuale dell'evoluzione tecnologica nel settore della climatizzazione residenziale, è sembrato opportuno eseguire un confronto anche con una tecnologia di produzione separata di calore con efficienze maggiori. In questa logica, si è ripetuta la stima del fattore di emissioni specifiche considerando come tecnologia di riferimento una caldaia a condensazione in cui il rendimento di conversione valutato rispetto al P.C.I. è di 107% (Figura 95).

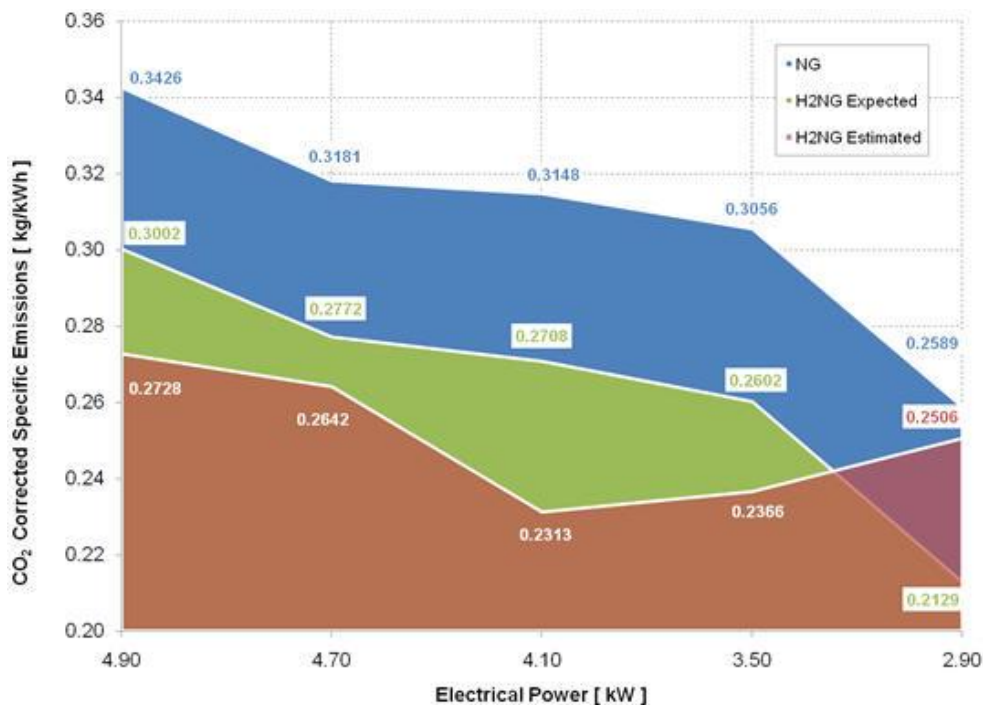


Figura 95. Emissioni specifiche del μ CHP considerando come macchina produttrice sia di energia elettrica sia termica. Valori stimati ipotizzando che la reazione di combustione reale sia approssimabile a quella stechiometrica. Tecnologia tradizionale di confronto caldaia a NG a condensazione

Analizzando la Figura 94, si può notare come le emissioni specifiche se riferite al generatore di calore evitato di tipo tradizionale hanno il valore più basso rispetto alle emissioni specifiche calcolate considerando solo l'effetto elettrico del CHP. La Figura 95 evidenzia inoltre come se si prende come riferimento una caldaia a condensazione, le emissioni risulteranno maggiori di quelle stimate con la caldaia tradizionale ma comunque inferiori a quelle stimate considerando solo l'effetto elettrico. In generale si può osservare come mediamente le emissioni ottenibili con un'alimentazione a H2NG siano minori di quelle ottenute con un'alimentazione a NG. Questo andamento si inverte in corrispondenza del carico parziale 2.9 kW e coerentemente con la riduzione dei rendimenti di primo principio nel caso di H2NG.

Tabella 6. Dati numerici utilizzati per la costruzione delle curve di emissione specifica.

P_{el} [kW]	η_{th}		η_{el}		Caldaia Tradizionale		Caldaia a Condensazione	
	NG	H2NG	NG	H2NG	λ'_1 [CO ₂ /kWh _{UHV,CH4}] []	$\eta_{el,ref}$	λ'_1 [CO ₂ /kWh _{UHV,CH4}] []	$\eta_{el,ref}$
4.9	63.220%	64.188%	23.647%	25.361%	0.220	0.9	0.185	1.07
4.7	64.989%	63.984%	24.436%	26.333%	0.220	0.9	0.185	1.07
4.1	68.283%	70.287%	22.761%	25.037%	0.220	0.9	0.185	1.07
3.5	70.536%	70.557%	22.082%	24.258%	0.220	0.9	0.185	1.07
2.9	76.537%	70.108%	21.775%	23.237%	0.220	0.9	0.185	1.07

In fine si è proceduto a confrontare l'emissione specifica del sistema cogenerativo sperimentato, con il corrispondente valore del parco termoelettrico nazionale. Dal data base AEEG e emerso come nel 2012 (anno più recente di cui il data base riporta i dati nel momento in cui è stato realizzato il presente lavoro) l'emissione specifica riferita al consumo di un kWh elettrico, comprensivo del contributo delle fonti rinnovabili e delle perdite lungo la linea è di 0.3736 kg/kWh_{el}. Tale valore risulta essere in ogni caso

superiore sia nel caso di alimentazione a NG sia a H2NG sia nel caso di confronto con un caldaia tradizionale sia con caldaia a condensazione. Questo aspetto evidenzia come la cogenerazione, anche a piccola scala possa contribuire sensibilmente ad una riduzione delle emissioni di GHG e in particolare di CO₂ derivante dal settore civile (residenziale). In fine da punto di vista ambientale, la miscela H2NG risulta essere una fonte di energia con elevato grado di compatibilità ambientale se applicata nell'alimentazione di sistemi cogenerazione a combustione interna. Il limite di tale tecnologia è correlato essenzialmente all'aspetto economico, come descritto nel paragrafo successivo.

7.9 Analisi economica sistema di micro cogenerazione

Le analisi sperimentali e ambientali sopra esposte, unite alle valutazioni riportate nel capitolo relativo alla cogenerazione ad alto rendimento, evidenziano come, dal punto di vista tecnico, sistemi di micro cogenerazione alimentati a NG abbiano un discreto potenziale sia in termini di risparmio energetico (si veda l'andamento del PES del RISP per un impianto di piccola taglia) sia dal punto di vista ambientale. L'aspetto che ha fortemente frenato la diffusione di una simile tecnologia in Italia nel settore residenziale riguarda prettamente l'aspetto economico. In particolare, sono presenti in letteratura numerosi lavori che confermano tale affermazione e che evidenziano come il maggior freno alla diffusione di tale soluzione tecnologia nel settore civile sia legata prevalentemente al costo del NG (66). Come ampiamente descritto nel capitolo relativo, il prezzo finale del gas naturale per le utenze domestiche risulta essere negli ultimi anni non inferiore a 98 c€/Sm³. Questo aspetto impone al sistema un costo di gestione particolarmente elevato, che causa in primo luogo un tempo di ritorno dell'investimento non concorrenziale con le tecnologie equivalenti. Un ulteriore parametro, che influisce negativamente sul ritorno economico, è rappresentato dal limitato numero di ore di funzionamento a cui un sistema CHP è sottoposto nel campo civile. Generalmente nel settore civile, il sistema cogenerativo viene dimensionato in base al fabbisogno termico richiesto, in base tale scelta e a causa delle condizioni climatiche non eccessivamente rigide in inverno in Italia, le ore di funzionamento medie annue risultano non sufficienti a garantire un adeguato risparmio energetico. Diversamente, nel caso in cui il sistema cogenerativo venga dimensionato ad inseguimento elettrico, si avrebbe un eccesso di calore, tale da essere difficilmente sfruttato nel campo residenziale. In definitiva, da emerge il corretto dimensionamento del sistema cogenerativo deve garantire un elevato numero di ore di funzionamento, ottenibile attraverso la scelta ottimale della taglia in funzione degli andamenti orari del carico termico ed elettrico dell'utente finale. Un approccio sicuramente concorrenziale risulta essere in prima approssimazione, quello di dedicare il cogeneratore per la produzione di un carico termico di base, mentre i picchi sono invece gestiti mediante caldaie o soluzioni integrative. Al fine di compensare lo sfasamento tra energia prodotta e carico richiesto, è comunque necessario inserire nel sistema un opportuno serbatoio tampone.

In base a tali premesse, si è scelto di eseguire un'analisi di sensitività di tipo energetico-economico ed ambientale di un sistema di generazione di calore costituito dal micro-cogeneratore sperimentato con relativa caldaia di integrazione, a servizio di due villette bifamiliari da 250 m² ciascuna poste nella città di Roma. La tipologia edilizia scelta è stata di classe C, con un fabbisogno termico medio di circa 45 kWh/giorno e relativo fabbisogno elettrico pari a 25 kWh/giorno. Al fine di ridurre la complessità di analisi, si è scelto di non inserire nessun serbatoio tampone nel sistema considerato. La simulazione è stata condotta mediante il software di calcolo tecnico-economico Homer 2.81. Grazie a tale strumento è stato possibile valutare le potenzialità della macchina cogeneratrice implementando le caratteristiche di funzionamento rilevate dalla sperimentazione. In particolare, al fine di caratterizzare la macchina termica, il software richiede l'inserimento del valore HRR, l'andamento del consumo di combustibile al variare del carico elettrico e il tipo di combustibile. Un ulteriore dato in ingresso sono le curve delle efficienze elettriche e termiche, dedotta per via sperimentale. Per quanto riguarda gli input economici, il codice di calcolo richiede l'inserimento dei costi dell'impianto, il costo di manutenzione, i relativi costi aggiuntivi e il costo del combustibile. Nel caso in esame, si è realizzato un sistema di produzione combinata di energia connesso al rete, in questo caso è stato necessario inserire inoltre i dati relativi al costo dell'energia elettrica prelevata dall'utente e il costo della valorizzazione dell'energia elettrica immessa in rete dal CHP. Tale

simulazione e stata condotta sia per quanto riguarda l'alimentazione a metano sia per quanto riguarda idrometano.

Allo scopo di valutare il sistema in condizioni dinamiche, si è provveduto a implementare all'interno del software delle curve di carico, termiche ed elettriche, specifiche per utenze residenziali. Questo aspetto, unito alle curve di funzionamento della macchina, ha permesso di stimare le ore di funzionamento annue del micro-cogeneratore e il costo di generazione elettrica del sistema combinato di produzione. Lo schema funzionale implementato all'interno del simulatore è riportato di seguito. Le analisi condotte sono state realizzate considerando una vita utile dell'impianto di cogenerazione dell'ordine delle 30,000 ore, ovvero circa 20 anni.

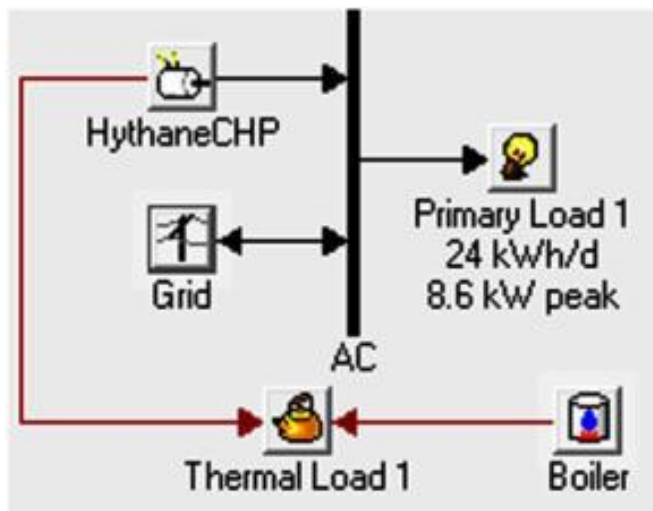


Figura 96. Schema funzionale impianto CHP-Boiler per utenza domestica bifamiliare

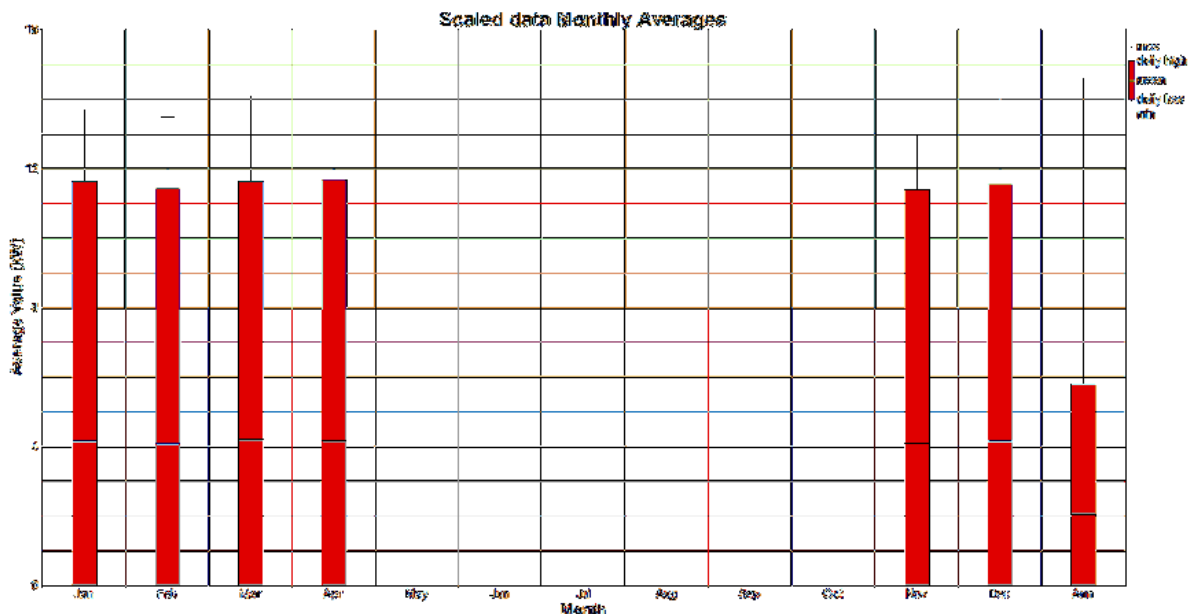


Figura 97. Carico termico mensile

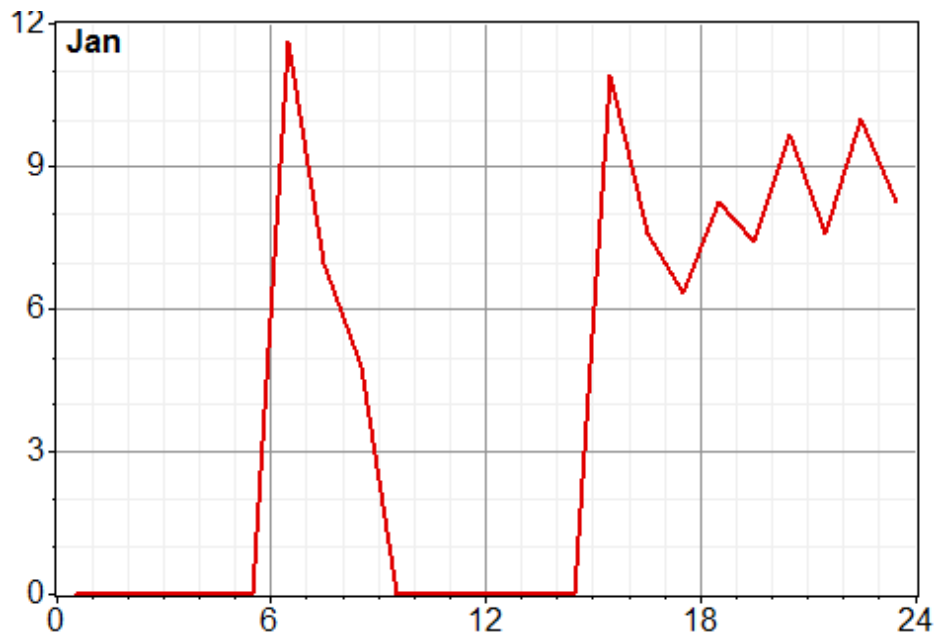


Figura 98. Andamento orario del carico termico, giorno tipo mese di gennaio

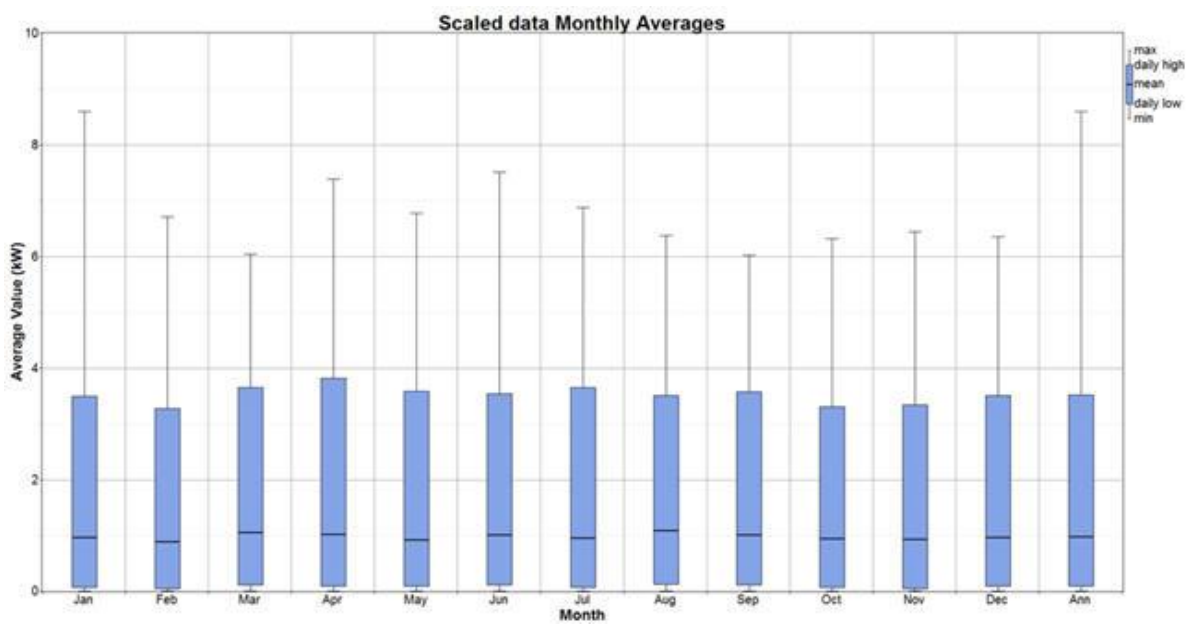


Figura 99. Carico elettrico mensile

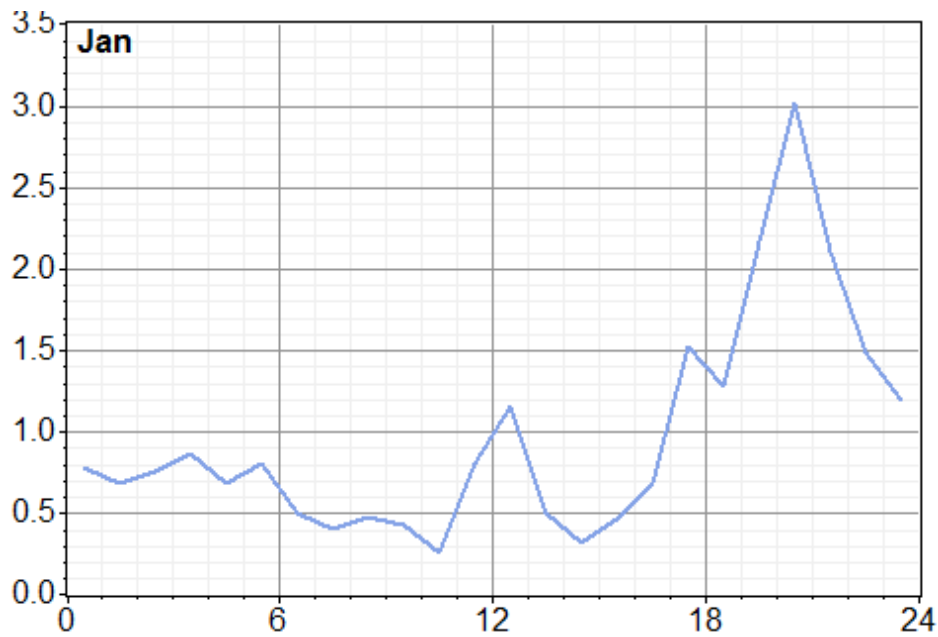


Figura 100. Andamento orario del carico elettrico, giorno tipo

Riguardo al costo di energia prelevata dalla rete, si è utilizzato il prezzo per fascia oraria previsto dal AEEG (Delibera n°181/06) per quanto riguarda il NG mentre per il prezzo del H2NG sono stati presi valori di riferimento desunti dalla letteratura scientifica (48). Si è inoltre ipotizzato, che il sistema aderisca al servizio vendita di energia elettrica, il cui prezzo dell’energia immessa in rete è stato stimato in base al mercato italiano di borsa elettrica, con riferimento ai valori di luglio 2014. Inizialmente è stato stimato il valore di generazione di energia elettrica (LCOE) per una configurazione di base, in cui il prezzo del combustibile e il costo d’investimento coincidono con quanto desunto da un’indagine sui dati di letteratura tecnica, in altri termini in questa fase si è simulata la situazione attuale per la realizzazione di un impianto di micro cogenerazione residenziale.

Tabella 7. Dati economici in ingresso

Costo Impianto CHP	13,500
Costo annuo manutenzione (€/hr/yr)	0.083
Costo NG [€/m ³]	0.980
Costo H2NG [€/m ³] (48)	0.979
Costo energia prelevata [€] (utenza singola abitazione potenza contrattuale 6 kW)	0.30
Valore di remunerazione energia elettrica immessa in rete	Secondo quotazione luglio 2014

Tabella 8. Risultati analisi preliminari, situazioni attuali

	LCOE	Operation Hours	Fuel Consumption	Electrical Production
Alimentazione	[€/kWh]	[hr/yr]	[Nm ³ /yr]	[kWh/yr]
NG	0.324	1,959	2.686	5,715
H2NG	0.336	1.888	2.697	5.546

Nel caso delle condizioni attuali, si riscontra come il valore del LCOE nei due casi di alimentazione, siano superiori al costo dell’energia prelevata dalla rete, in particolare si riscontra come l’alimentazione ad H2NG

produca un LCOE sensibilmente maggiore di quello prodotto dal NG (incremento del LCOE pari a 3.5%). Questo risultato conferma quanto espresso in precedenza, riguardo al difficoltà che la cogenerazione incontra nella reale diffusione all'interno del settore civile a causa delle ridotte ore di funzionamento e al costo del combustibile elevato. Riguardo alla differenza del LCOE nel caso di alimentazione a NG e H2NG, si può affermare che tale risultato è causato dal minor contenuto energetico per unità di volume del H2NG. Le analisi sperimentali infatti evidenziano una minor potenza termica resa dal CHP nel caso di alimentazione a H2NG.

Al fine di analizzare più a fondo i fattori che maggiormente influenzano il valore del LCOE si è condotta un'analisi di sensitività in cui le variabili sono le seguenti:

- Costo combustibile del CHP:
- NG : 0.88€-0.98€;
- H2NG 0.979 €- 1.069;
- Costo investimento iniziale: -10%÷10%
- HRR valori desunti dalle prove sperimentali: 83%÷90%.

Nel caso di alimentazione a NG, i risultati sono stati sintetizzati nella figura di seguito, per il caso di HRR 89%.

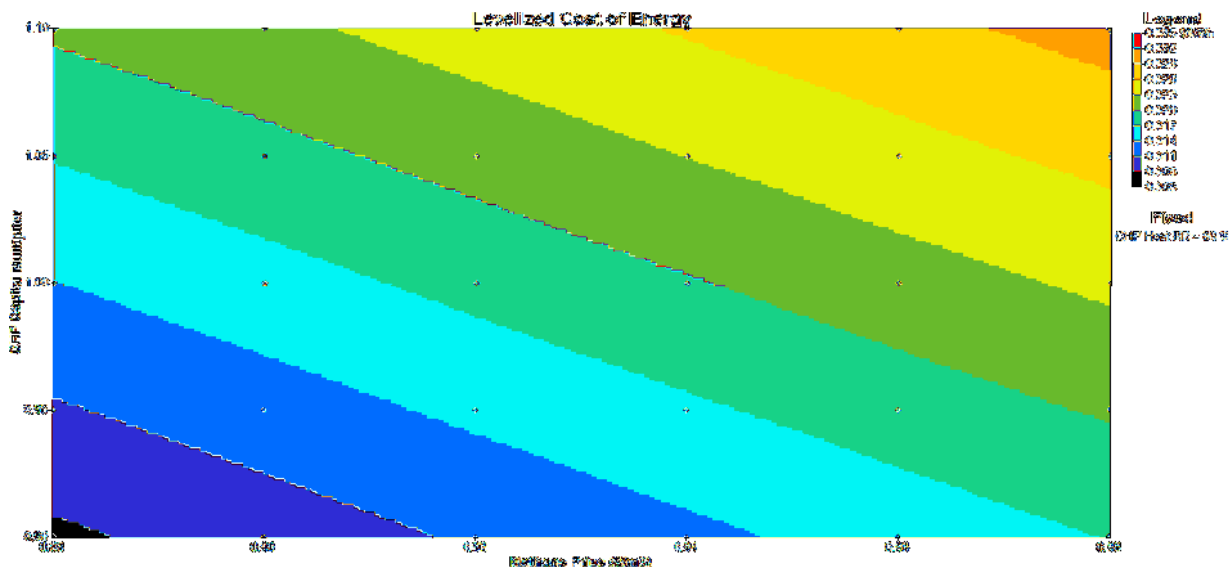


Figura 101. Andamento del LCOE in funzione del costo del NG e costo del CHP, considerando Capital Cost=1 corrispondente al caso base (13,500 euro) fissando il HRR sul valore nominale 89 %.

Come si può osservare, a fronte di una riduzione del 10 % del costo del combustibile, a parità di costo iniziale dell'impianto, si ha la riduzione del LCOE di circa 2.7 %. Allo stesso modo, mantenendo costante il prezzo del NG, e riducendo del 10% il costo dell'investimento iniziale, si ha una riduzione di LCOE del 1.8%. Questi risultati evidenziano come il costo abbia un'influenza maggiore nei confronti del LCOE del sistema, in conseguenza di ciò eventuali interventi auspicabili devono essere indirizzati verso la riduzione del costo del combustibile. A conferma di quanto esposto in precedenza riguardo all'approccio di dimensionamento ottimale, il simulatore indica come soluzione ottimale quella in cui il cogeneratore lavori con HRR basso (83%). Questo risultato è coerente con la logica di far lavorare il CHP per un elevato numero di ore al fine di avere un risparmio accettabile. Il prezzo del combustibile sezionato per tale situazione ottimale è di 0.88 €/m³. Una riduzione del combustibile è comunque ottenibile attraverso l'applicazione dell'accisa ridotta per la cogenerazione ad alto rendimento. Tale riduzione ad ogni modo va applicata solo ad una quota parte del combustibile, in conseguenza di ciò il costo medio del NG utilizzato dal CHP solo difficilmente può eguagliare il valore di 0.88€/m³. In aggiunta a ciò, si sottolinea inoltre che in questa valutazione sono state escluse per semplicità di calcolo, eventuali oneri aggiuntivi legati all'attivazione dell'allaccio alla rete e spese accessorie di tipo burocratico. Riguardo all'aspetto ambientale, riferendoci alla situazione di partenza, ovvero costo capitale in linea con i prezzi di mercato allo stato attuale e costo del combustibile

desunto dalla letteratura, il simulatore ha permesso di stimare il quantitativo di CO2 emessa nel caso di alimentazione a NG e H2NG. In questo caso come si può osservare dalla tabella seguente, il contributo del H2NG.

risulta particolarmente interessante ai fini dell'abbattimento delle emissioni di CO2. Nel dettaglio si nota come il valore delle emissioni risulti ridotto di circa il 6% rispetto ad alimentazione a NG. Questo risultato è coerente con la nuova composizione chimica della miscela di H2NG. In altre parole, l'arricchimento del metano con H2 riduce il contenuto di carbonio con conseguente riduzione delle emissioni di CO2. Confrontando il valore del LCOE e delle emissioni ottenute con i due tipi di combustibili, si deduce che allo stato attuale, l'utilizzo del H2NG produce inequivocabili benefici ambientali grazie ad una significativa riduzione delle emissioni annue di CO2. Dal punto di vista del costo di generazione, le simulazioni condotte non mostrano vantaggi economici.

Tabella 9. Emissioni annuo sistema CHP-caldaia, nel caso base dei costi del prezzo combustibile e costi capitali

	CO ₂
Alimentazione	[kg/yr]
NG	7,465
H2NG	6,987

Si riporta di seguito un'analisi di sensitività riguardane l'andamento delle emissioni di CO2 al variare del costo del combustibile e del valore del HRR.

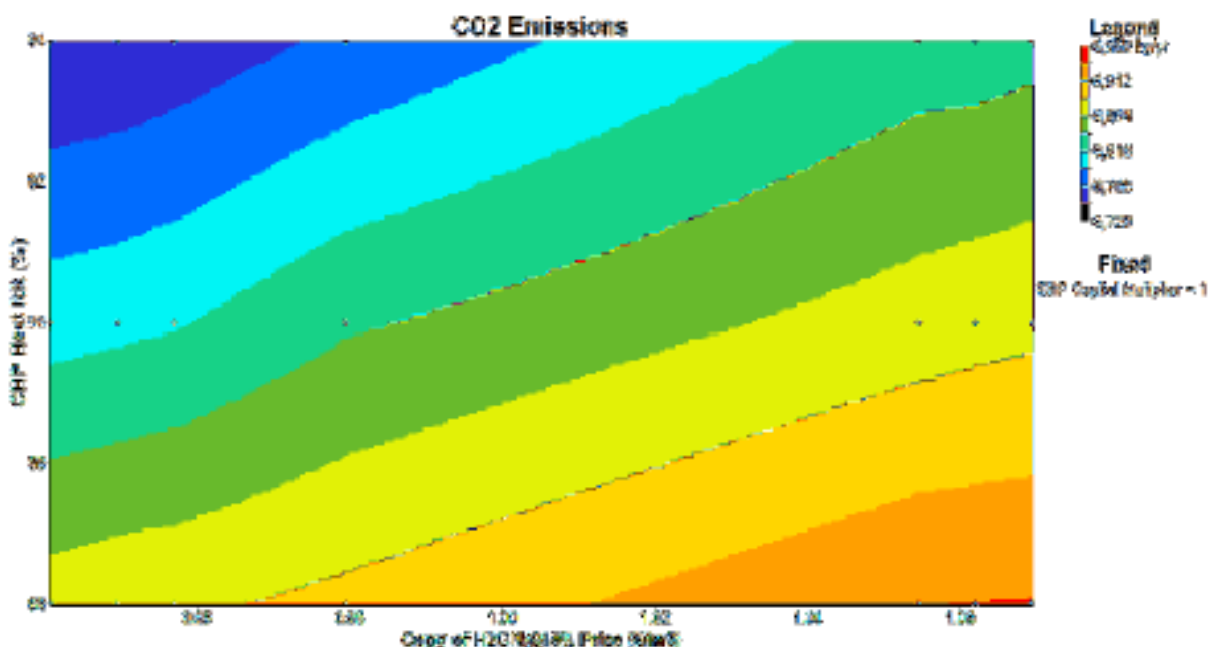


Figura 102. Andamento delle emissioni di CO2, nel caso di H2NG, al variare del prezzo della miscela di combustibile e del valore del HRR

All'aumentare del HRR, si riscontra una riduzione delle emissioni, grazie al maggiore recupero termico. Nel dettaglio si è riscontrato, come la riduzione di 8 punti percentuali di HRR comporta la riduzione del 2% delle emissioni. Parallelamente, a parità di HRR si ha un aumento delle emissioni con l'incremento del prezzo del

H2NG. Il maggior prezzo del combustibile, induce ad un ottimizzazione del sistema tale da riduzione il numero di ore di lavoro del CHP, e un incremento del volume di NG consumato dalla caldaia, con conseguente incremento delle emissioni di biossido di carbonio annue.

8 Conclusioni

Lo scopo principale della ricerca, ossia la valorizzazione degli edifici di grandi dimensioni mediante il loro efficientamento energetico con l'utilizzo del vettore gas e l'integrazione di microcogeneratori a gas/idrometano per autoproduzione di energia elettrica, deve necessariamente essere accompagnato da studi di fattibilità che garantiscano la sicurezza del sistema.

Pertanto gli studi effettuati in questa fase della ricerca sono stati decisivi per la conferma di quanto era stato rilevato nel corso delle simulazioni fluidodinamiche svolte nella precedente fase di ricerca, con l'ausilio del software CFD *Fluent*, per capire se l'inserimento delle reti di distribuzione del gas potessero essere inserite in sicurezza nelle pareti ventilate.

Tali simulazioni avevano già dato risultati rassicuranti per quanto riguarda l'abbattimento della concentrazione di gas, in caso di perdite accidentali, in diverse tipologie di parete.

In particolare si era trovata una tipologia ritenuta ottimale per il compromesso al quale si era giunti, tra le dimensioni che caratterizzano le tipologie presenti sul mercato e le relative capacità di ridurre la probabilità di formazione di atmosfere esplosive. La tipologia in oggetto aveva uno spessore dell'intercapedine pari a 10 cm dal momento che, a parità di portata dispersa di G.N., una parete ventilata con spessore dell'intercapedine di 10 cm permette una riduzione di concentrazione di G.N. prossima al 70% rispetto ad un'equivalente parete con intercapedine di 8 cm.

Si è quindi ritenuto opportuno realizzare dei prototipi dei moduli, mettendosi nel caso peggiore, con l'intercapedine di spessore 8 cm, per verificarne la sicurezza ed affiancare alle simulazioni informatiche, con tutte le approssimazioni ed incertezze che le caratterizzano, delle prove su reali su un modello sperimentale.

Il risultato è stato quello atteso dal momento che, pur essendosi posti nel caso peggiore, dall'analisi della velocità dell'aria e della concentrazione di gas nel fluido in uscita, si è rilevato che non si creano all'interno dell'intercapedine pericolosi accumuli di gas né atmosfere che possano risultare pericolose.

È quindi possibile affermare la piena efficienza del sistema realizzato, in conformità agli standard di sicurezza richiesti dalla normativa e coadiuvati inoltre dai sistemi di smart metering che si tiene in conto di integrare nelle pareti per aumentarne il grado di sicurezza mediante rilevatori e sistemi di blocco dell'erogazione.

Inoltre si è potuto rilevare che l'integrazione con sistemi di micro cogenerazione alimentati a NG, porti buoni risultati in termini di risparmio sia energetico che ambientale, ma anche economico, laddove questo garantisca un elevato numero di ore di funzionamento, ottenibile attraverso la scelta ottimale della taglia in funzione degli andamenti orari del carico termico ed elettrico dell'utente finale, ad esempio dedicando il cogeneratore per la produzione di un carico termico di base, facendo in modo che i picchi siano invece gestiti mediante caldaie o soluzioni integrative. Al fine di compensare lo sfasamento tra energia prodotta e carico richiesto, è comunque necessario inserire nel sistema un opportuno serbatoio tampone.

Ciò conferma la difficoltà che la cogenerazione incontra nella reale diffusione all'interno del settore civile a causa delle ridotte ore di funzionamento e al costo del combustibile elevato.

Da ciò ne deriva quindi che eventuali interventi auspicabili devono essere indirizzati soprattutto verso la riduzione del costo del combustibile.

I sistemi finora approfonditi sono facilmente applicabili sia a edifici di nuova costruzione che a edifici esistenti ma solo se possiedono facciate molto semplici e lineari e soprattutto che non devono avere alcun tipo di vincolo sull'aspetto esteriore che l'applicazione di pareti ventilate può stravolgere..

L'applicazione di pareti ventilate sulle facciate esterne di un edificio diventa quindi più complicata nel caso di edifici storici sia per la possibile presenza di vincoli, sia perché spesso presentano cornicioni o altri elementi architettonici. Questi interromperebbero la continuità delle intercapedini e renderebbero difficile la posa.

Proprio per gli edifici che presentano queste caratteristiche, caratteristiche tipiche anche degli edifici con grandi volumetrie in come quelli utilizzati dalle Pubbliche Amministrazioni e dedicati sia ad uso uffici sia ad altri utilizzi come le caserme.

Per questo tipo di edifici è possibile sviluppare un altro tipo di sistema di pareti di tamponatura interna prefabbricata che consenta il passaggio della rete impiantistica e detto *InWall*.

Ancora più importante, soprattutto per la sicurezza contro la possibilità di formazione di atmosfere esplosive, in questi casi è fondamentale lo sviluppo dei componenti dello smart gas metering.

Nel corso delle successive fasi della ricerca, si prevede quindi di individuare due casi studio di edifici, uno di nuova costruzione ed uno storico, per portare a termine una sperimentazione in scala 1:1 e fare le adeguate considerazioni provenienti dal confronto tra i due.

9 Riferimenti bibliografici

1. *SoURCE Towards Smart City* Roma Novembre 2012
2. A. Albo, A. Scaini, S. Vassallo. Energy consumption. [aut. libro] Fabrizio Cumo. *SoURCE Towards Smart City*. 2012.
3. A. Albo, A. Scaini e Vassallo, S. Energy Balance of the Urban Cells. [aut. libro] Cumo Fabrizio. *SoURCE Towards Smart City*. Roma : s.n., 2012.
4. *A preliminary energy and environmental assessment of a micro wind turbine prototype in natural protected areas*. Livio de Santoli, Angelo Albo , Davide Astiaso Garcia , Daniele Bruschi, Fabrizio Cumo. 2014, Vol. Sustainable Energy Technologies and Assessments 8 (2014) 42–56.
5. DIRETTIVA 2004/8/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO dell'11 febbraio 2004 sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia e che modifica la direttiva 92/42/CEE. 2004. Vol. Energy Procedia, 45, pp. 482-491.
6. *International Energy Agency. Combined heat and power: evaluating the benefits of greater global investment*. Vol. Available at: http://www.iea.org/Papers/2008/chp_report.pdf; 2010 .
7. *Evaluation of the potential emissions reductions from the use of CHP systems in different commercial buildings*. Mago, Pedro J., Smith, Amanda D. e Environment, Building and. 2012.
8. *A case study of technical and economic comparison among energy production systems in a complex of historic buildings in Rome (2014)*. Salata, F., De Lieto Vollaro, A., De Lieto Vollaro, R.
9. *Method for energy optimization with reliability analysis of a trigeneration and teleheating system on urban scale: a case study*. Salata, F., De Lieto Vollaro, A., De Lieto Vollaro, R., Mancieri L. Vol. (2014) Energy and Buildings, in press.
10. *Uncertainties in the design and operation of distributed energy resources: The case of micro-CHP systems*. Michiel Houwing, Austin N. Ajah, Petra W. Heijnen, Ivo Bouwmans, Paulien M. Herder. October 2008, Vol. Energy Volume 33, Issue 10 Pages 1518-1536, ISSN 0360- 5442, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2008.07.003>.
11. *An overview of ongoing research*,. Hatziargyriou N, Asano H, Iravani R, Marnay C. Microgrids. Mag 2007;July/August:78–94, Vol. IEEE Power Energy.
12. 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.
13. Decreto Legislativo 19 agosto 2005.
14. *Combined cooling, heating and power A review, Progress in Energy and Combustion Science*. D.W. Wu, R.Z. Wang. September–November 2006, Vol. Volume 32, Issues 5–6, Pages 459-495 ISSN 0360- 1285.
15. *Guidelines for residential micro-CHP systems design*. Michele Bianchi, Andrea De Pascale, Pier Ruggero Spina. September 2012, Vol. Applied Energy, Volume 97, Pages 673-685 ISSN 0306-2619.
16. *Micro-CHP systems for residential applications*. **Michel De Paepe, Peter D’Herdt, David Mertens**. November 2006, Vol. Energy Conversion and Management, Volume 47, Issues 18–19 Pages 3435- 3446 SSN 0196-8904.
17. *Benchmark testing of Micro-CHP units*. **Bernd Thomas**. November 2008, Vol. Applied Thermal Engineering, Volume 28, Issue 16, Pages 2049-2054, ISSN 1359-4311.

18. *Analysis of electric and thermal seasonal performances of a residential microCHP unit.* **Guglielmo Magri, Costanzo Di Perna, Giorgio Serenelli.** April 2012, Vol. Applied Thermal Engineering, Volume 36, Pages 193-201, ISSN 1359-4311.
19. *An emerging market in fuel cells? Residential combined heat and power in four countries.* **James E. Brown, Chris N. Hendry, Paul Harborne.** April 2007,, Vol. Energy Policy, Volume 35, Issue 4, Pages 2173-2186, ISSN 0301-4215.
20. *Development of a 3 kW microturbine for CHP applications.* **Visser WPJ, Shakariyants SA, Oostveen M.** 2011, Vol. ASME J Eng Gas Turb Power,.
21. *Cost effective small scale ORC systems for power recovery from low grade heat sources.* **Leibowitz H, Smith IK, Stosic N.** 2006, Vol. ASME paper IMECE2006-14284.
22. *Experimental and numerical investigation of a micro-CHP flameless unit.* **A. Parente, C. Galletti, J. Riccardi, M. Schiavetti, L. Tognotti.** s.l. : Applied Energy, January 2012, Vol. Volume 89.
23. *A. Ottaviano, An energetic–exergetic comparison between PEMFC and SOFC-based micro-CHP systems.* **L. Barelli, G. Bidini, F. Gallorini.** s.l. : International Journal of Hydrogen Energy, February 2011, Vol. Volume 36.
24. *High temperature PEM fuel cells.* **Jianlu Zhang, Zhong Xie, JiuJun Zhang, Yanghua Tang, Chaojie Song, Titichai Navessin, Zhiqing Shi, Datong Song, Haijiang Wang, David P. Wilkinson, Zhong-Sheng Liu, Steven Holdcroft.** s.l. : Journal of Power Sources, October 2006, Vol. Volume 160.
25. *A high conductivity Cs_{2.5}H_{0.5}PMo₁₂O₄₀/polybenzimidazole (PBI)/H₃PO₄ composite membrane for proton-exchange membrane fuel cells operating at high temperature.* **Ming-Qiang Li, Zhi-Gang Shao, Keith Scott.** s.l. : Journal of Power Sources, August 2008, Vol. Volume 183, Issue 1, 15.
26. *Microgeneration system based on HTPEM fuel cell fueled with natural gas: Performance analysis.* **Nicola Zuliani, Rodolfo Taccani.** s.l. : Applied Energy, September 2012, Vol. Volume 97.
27. *Fuel-cycle analysis of early market applications of fuel cells: Forklift propulsion systems and distributed power generation.* **Amgad Elgowainy, Linda Gaines, Michael Wang.** s.l. : International Journal of Hydrogen Energy,, May 2009,, Vol. Volume 34,.
28. *Molten carbonate fuel cell and gas turbine hybrid systems as distributed energy resources.* **Jung- Ho Wee.** s.l. : Applied Energy, December 2011, Vol. Volume 88.
29. *Degradation mechanism of molten carbonate fuel cell based on long-term performance: Longterm operation by using bench-scale cell and post-test analysis of the cell.* **H. Morita, M. Kawase, Y. Mugikura, K. Asano.** s.l. : Journal of Power Sources, October 2010, Vol. Volume 195.
30. *The stability of molten carbonate fuel cell electrodes: A review of recent improvements.* **Ermete Antolini.** s.l. : Applied Energy, December 2011,, Vol. Volume 88,.
31. *A high-performance cathode for the next generation of solid-oxide fuel cells.* **Shao ZP, Haile SM.** s.l. : Nature, 2004.
32. *Recent progress on solid oxide fuel cell: Lowering temperature and utilizing non-hydrogen fuels.* **Yicheng Zhao, Chun Xia, Lijun Jia, Zhiming Wang, Hongjiao Li, Jinshuai Yu, Yongdan Li.** s.l. : International Journal of Hydrogen Energy, December 2013, Vol. Volume 38.
33. *Solid Oxide Fuel Cells Materials Properties and Performance.* **Jeffrey Fergus, Rob Hui, Xianguo Li, David P. Wilkinson, JiuJun Zhang.** s.l. : CRC Press. Boca Raton,, 2008.
34. *A review on reforming bio-ethanol for hydrogen production.* **Meng Ni, Dennis Y.C. Leung, Michael K.H. Leung.** s.l. : International Journal of Hydrogen Energy, October 2007, Vol. Volume 32,.

35. Improved oxidation of hydrocarbons with new electrodes in high temperature fuel cells. *Fuel Cells*. **Irvine JTS, Sauvet A.** Vol. [http://dx.doi.org/10.1002/1615-6854\(200112\)1:3/4<205::AID906](http://dx.doi.org/10.1002/1615-6854(200112)1:3/4<205::AID906).
36. Solid oxide fuel cell as a multi-fuel applicable power generation device. **Kikuchi R, Eguchi K.** s.l. : J Jpn Petrol Inst.
37. Internal steam reforming in solid oxide fuel cells: Status and opportunities of kinetic studies and their impact on modelling. **D. Mogensen, J.-D. Grunwaldt, P.V. Hendriksen, K. Dam-Johansen, J.U. Nielsen.** s.l. : *Journal of Power Sources*, January 2011, Vol. Volume 196.
38. Evaluation of the cost performance of the SOFC cell in the market, . **M. Ippommatsu, H. Sasaki, S. Otoshi,** s.l. : *International Journal of Hydrogen Energy*, February 1996, Vol. Volume 21.
39. Analysis of innovative micro-CHP systems to meet household energy demands. **Enrico Saverio Barbieri, Pier Ruggero Spina, Mauro Venturini,** s.l. : *Applied Energy*, September 2012, Vol. Volume 97.
40. **Forgione, Nicola e Marco, Paolo Di.** *Appunti ed Esercizi di Fisica Tecnica e Macchine Termiche- Combustibili e combustione.* 2002.
41. **Dipartimento federale dell'ambiente, dei trasporti, dell'energia e delle comunicazioni DATEC Ufficio federale dell'ambiente UFAM Divisione Clima.** *Fattori di emissione di CO2 secondo l'Inventario svizzero dei gas serra.* 2014.
42. **A. Albo, G. Fasano, F. Giustini, F. Gugliermetti, V. Sforzini.** *Accordo di Programma MSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico; Sviluppo di metodologie e strumenti di misura ed analisi dei consumi energetici degli edifici pubblici.* 2014.
43. <http://www.cavagnagroup.com/>. [Online]
44. Laminar-burning velocities of hydrogen–air and hydrogen–methane–air mixtures: An experimental study. **M. Ilbas, A.P. Crayford, İ. Yilmaz, P.J. Bowen, N. Syred.** s.l. : *International Journal of Hydrogen Energy*, September 2006, Vol. Volume 31, Issue 12.
45. Study on combustion behaviors and cycle-by-cycle variations in a turbocharged lean burn natural gas S.I. engine with hydrogen enrichment. **Fanhua Ma, Shangfen Ding, Yu Wang, Yefu Wang, Junjun Wang, Shuli Zhao.** s.l. : *International Journal of Hydrogen Energy*, December 2008, Vol. Volume 33, Issue 23.
46. The influences of hydrogen on the performance and emission characteristics of a heavy duty natural gas engine. **Cheolwoong Park, Changgi Kim, Young Choi, Sangyeon Won, Yasuo Moriyoshi.** s.l. : *International Journal of Hydrogen Energy*, March 2011, Vol. Volume 36, Issue 5,.
47. Energy characterization of CHP (combined heat and power) fuelled with hydrogen enriched natural gas blends. **Livio de Santoli, Gianluigi Lo Basso, Daniele Bruschi,** s.l. : *Energy*, 1 October 2013, Vol. Volume 60.
48. A small scale H2NG production plant in Italy Techno-economic feasibility analysis and costs associated with carbon avoidance,. **Livio de Santoli, Gianluigi Lo Basso, Daniele Bruschi,** s.l. : *International Journal of Hydrogen Energy*, April 2014, Vol. Volume 39,.
49. Integration of Wind Energy, Hydrogen and Natural Gas Pipeline Systems to Meet Community and Transportation Energy Needs: A Parametric Study. **Garmsiri S, Rosen MA, Smith GR. I.** *Sustainability.* 2014, Vol. 6(5):2506-2526, <http://dx.doi.org/10.3390/su6052506>.
50. Hybrid System for renewable Hydrogen and User: experimental analysis for performance assessment on the integrated CHP reciprocating engine fuelled with H2NG blends. **Lo Basso, Gianluigi.** Anno 2014, Vol. Tesi di Dottorato.

51. Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. **Kwangkook Jeong, Michael J. Kessen, Harun Bilirgen, Edward K. Levy**. May 2010, Vol. Volume 53, Issues 11–12.
52. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. **Cooper J.R., Dooley R.B.**, 26-31 August 2007. , Vol. IAPWS meeting in Lucerne, Switzerland, .
53. **Livio de Santoli, Angelo Albo, Daniele Bruschi, Gianluigi Lo Basso, Benedetto Nastasi**. RES (Renewable Energy Sources) availability assessments for Ecofuels production at local scale: carbon avoidance costs associated to a hybrid biomass/H₂NG-based energy scenario. s.l. : 69th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2014 Energy Procedia 00 (2014), 2014.
54. **Bocconi, Universita**. I prezzi del gas naturale in Italia e in Europa Rapporto di sintesi- Research Report Series ISSN 2036-1785.
55. Linee guida per l'applicazione del Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011 – Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR). .
56. Variable composition hydrogen/natural gas mixtures for increased engine efficiency and decreased emissions. **Sierens R, Rosseel E**. s.l. : *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*.
57. Single cylinder internal combustion engine fuelled with H₂NG operating as micro-CHP for residential use: preliminary experimental analysis on energy performances and numerical simulations for LCOE assessment. **Gianluigi Lo Basso, Livio de Santoli, Angelo Albo, Daniele Bruschi, Benedetto**. s.l. : *Energy Procedia 00 (2014) 000–000*, 2014.
58. The influences of hydrogen on the performance and emission characteristics of a heavy duty natural gas engine. **Park C, Kim C, Choi Y, Won S, Moriyoshi Y**. s.l. : *Int J Hydrogen Energy*, 2011.
59. Preliminary Experimental Analysis of a CHP Hydromethane System. . **de Santoli L, Lo Basso G, Bruschi D**. s.l. : *Journal of Energy and PowerEngineering*, 2013.
60. Experimental study of a single-cylinder engine fueled with natural gas–hydrogen mixtures, . **Jian Xu, Xin Zhang, Jianhua Liu, Longfei Fan, Experimental study of a single-cylinder engine fueled**. s.l. : *International Journal of Hydrogen Energy*,, 2010.
61. Environmental implications, *Applied Energy*, Volume 53, . **Robert Hill, Nigel Mortimer**,. s.l. : *Applied Energy*,, 1996, Vol. Volume 53,.
62. Emission characterization 1020 and evaluation of natural gas-fueled cogeneration microturbines and internal combustion engines. **Aldo Canova, Gianfranco Chicco, Giuseppe Genon, Pierluigi Mancarella**,. s.l. : *Energy Conversion and Management* , 2008, Vol. Volume 49.
63. ssesment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems. Part II: Analysis techniques and application cases, *Energy*, . **Pierluigi Mancarella, Gianfranco Chicco**,. s.l. : *Energy*, Volume, 2008, Vol. Volume 33.
64. Emission operational strategy for combined cooling heating, and power systems, . **Nelson Fumo, Pedro J. Mago, Louay M. Chamra, Emission operational strategy for combined cooling**. s.l. : *Applied Energy*, Volume 86,, Novembre 2009.
65. Emission Calculation Methodologies for CHP Plants,. **Michele Bianchi, Andrea De Pascale**,. s.l. : *Energy Procedia*, , 2012, Vol. Volume 14,.

66. *Analisi degli aspetti energetici, normativi ed economici della microgenerazione;* **G. Caruso, F. Marca, F. Mancini e 2011, 66° Congresso Nazionale ATI.** s.l. : 66° Congresso Nazionale ATI, 2011.
67. **GSE.** *Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento CAR Edizione n.1.* Marzo 2012.
68. **Giovanni Angrisani, Michele Canelli, Antonio Rosato, Carlo Roselli, Maurizio Sasso, Sergio Sibilio.** *Load sharing with a local thermal network fed by a microgenerator: Thermo-economic optimization by means of dynamic simulations.* Vol. *Applied Thermal Engineering*, Available online 8 October 2013, ISSN 1359-4311.
69. **Basso, G. Lo.** *Hybrid System for renewable Hydrogen and User: experimental analysis for performance assessment on the integrated CHP reciprocating engine fuelled with H2NG blends;* Tesi di Dottorato; . 2014.
70. *Benchmark testing of Micro-CHP units.* **Thomas, Bernd.** s.l. : *Applied Thermal Engineering*, November 2008, Vol. Volume 28.
71. *the, Hybrid System for renewable Hydrogen and User: experimental analysis for performance assessment on.*
72. *Variable composition hydrogen/natural gas mixtures for increased engine .*
73. *Laminar-burning velocities of hydrogen–air .* **M. Ilbas, A.P. Crayford, İ. Yilmaz, P.J. Bowen, N. Syred,.**

10 Allegato - Curriculum scientifico del gruppo di lavoro

Angelo Albo laureato in Ingegneria ambientale, indirizzo Difesa del Suolo.

Dottore di ricerca in Energetica e Fisica tecnica. Specializzato in sistemi di cogenerazione per applicazioni civili.

Svolge attività professionale nell'ambito della progettazione termotecnica ed elettrica in bassa tensione in ambiti civili, collaborando con studi di ingegneria ed architettura.

Svolge inoltre attività di auditor energetico in ambito civile e industriale collaborando con studi di consulenza e società di ingegneria. Esperto in simulazioni energetiche e fluidodinamiche in ambito civile.

Autore di numerose pubblicazioni scientifiche su riviste internazionali nell'ambito dell'efficienza energetica e della fluidodinamica applicata.

Fabrizio Cumo nato a Rimini 11/08/1968 laureato in Ingegneria nucleare c/o la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi La Sapienza.

Dal 2007 Professore di II fascia in Fisica Tecnica Ambientale presso la Facoltà di Architettura Valle Giulia - Università "La Sapienza"

Dal 2010 Direttore del Master in Project Management presso la Facoltà di Architettura della Università di Roma Sapienza.

Responsabile scientifico per il centro di ricerca CITERA di numerosi progetti di ricerca in collaborazione con il MATTM, il MIUR e l'ENEA nelle tematiche della sostenibilità energetico-ambientale in edilizia.

Autore di circa 110 pubblicazioni su riviste e memorie di congressi internazionali e nazionali riguardanti la sostenibilità ambientale, l'energetica e la fisica tecnica ambientale (qualità dell'aria interna, trasmissione del calore, illuminotecnica)

E' stato membro esperto nominato dal Ministero dell'Ambiente e della Tutela del Territorio nella Commissione Interministeriale per il recepimento della Direttiva Europea 2002/91/CE sul contenimento del consumo energetico degli edifici e l'utilizzo di energie rinnovabili.

Federica Giustini nata a Roma 20/06/1985 laureata in Architettura U.E. alla Facoltà di Architettura "Valle Giulia" della Sapienza Università di Roma con Tesi in Fisica Tecnica Ambientale.

Dal 2012 Dottoranda in Energetica e Fisica Tecnica presso il D.I.A.E.E. - Sapienza Università di Roma.

Svolge attività di collaborazione professionale con studi di architettura ed ingegneria e con imprese di costruzione e ristrutturazione edilizia, occupandosi sia di sicurezza in fase di progettazione ed esecuzione che di organizzazione e gestione del cantiere.

Autrice e co-autrice di pubblicazioni nel settore della tecnologia dell'architettura e dell'efficientamento energetico dell'involucro edilizio.

Valentina Sforzini nata a Roma 05/03/1984 laureata in Architettura alla Facoltà di Architettura "Valle Giulia" della Sapienza Università di Roma con Tesi in Fisica Tecnica Ambientale.

Dal 2012 Dottoranda in Energetica e Fisica Tecnica presso il D.I.A.E.E. - Sapienza Università di Roma.

Svolge attività di ricerca nell'ambito dell'efficientamento energetico degli edifici partecipando anche a progetti di ricerca internazionali

Autrice e co-autrice di 20 pubblicazioni nel settore della tecnologia dell'architettura e dell'efficientamento energetico dell'involucro edilizio