



UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE
IN INGEGNERIA ENERGETICA**

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**ANALISI E SIMULAZIONE
DI IMPIANTI DI
MICROGENERAZIONE
PER UTENZE
RESIDENZIALI**

RELATORI: Prof. Alberto Mirandola, Prof.ssa Anna Stoppato
CORRELATORE: Ing. Massimo Lenti - Sit La Precisa Spa

LAUREANDO: Iacopo Faggin

ANNO ACCADEMICO 2013-2014

Indice

1. Introduzione	2
2. La microgenerazione e la generazione distribuita	10
2.1. Microgenerazione in Italia	11
2.2. Esempi ed installazioni	12
2.3. Ostacoli allo sviluppo ed alla diffusione della microgenerazione	15
3. Applicazioni attuali sul mercato: motori a combustione interna, microturbine a gas, motori Stirling	18
3.1. Scenari tecnologici	18
3.1.1. Motori a combustione interna (MCI)	21
3.1.2. TOTEM di Fiat	24
3.1.3. TANDEM di AsjaGen	25
3.1.4. DACHS di SenerTec	28
3.2. Microturbine a gas (MTG)	33
3.2.1. C15 e C30 di Capstone	43
3.2.2. T100 di Turbec	48
3.3. Motori Stirling	50
3.3.1. VITOTWIN 300-W di Viessmann	56
3.3.2. GENOA01 e GENOA03 di Genoastriling	60
3.3.3. WHISPERGEN di Whisper Tec Limited e Mondragon	63
4. Modellazione di impianti	66
4.1. Simulink	66
4.1.1. MICROTURBINE A GAS	66
4.1.2. MOTORI STIRLING	104
4.2. Homer Energy	129
4.2.1. MICROTURBINE A GAS	135
4.2.2. MOTORI STIRLING	153
5. Conclusioni	171
6. Bibliografia	178
7. Appendice	180

Premessa

Questo studio nasce dalla collaborazione con SIT La Precisa S.p.A., azienda che sviluppa e produce sistemi per la sicurezza, il comfort e l'alto rendimento degli apparecchi a gas, con sede centrale a Padova.

Scopo della trattazione è quello di individuare e progettare soluzioni micro cogenerative promettenti dal punto di vista energetico, prestazionale ed economico a partire dall'analisi dello stato attuale del mercato. Le applicazioni considerate sono costituite da macchine o motori in grado di soddisfare il fabbisogno energetico di un ristretto range di utenze residenziali, in particolare utenze che vanno da un appartamento o abitazione singola fino ad un condominio di 6 unità abitative.

L'analisi iniziale di letteratura e catalogo è stata necessaria per comprendere come, un produttore come SIT, guarda al mercato, per individuare le caratteristiche, le prestazioni e le tematiche che un produttore deve considerare e sviluppare per offrire un prodotto finito competitivo e di successo.

È chiaro però che, sebbene indispensabile come punto di partenza, l'analisi di letteratura per quanto ampia, non è altro che un contorno al cuore del lavoro svolto, costituito dalla modellazione, simulazione e analisi di progetti reali di impianti micro cogenerativi. Infatti è proprio la progettazione che costituisce la parte innovativa e importante di questo studio, trattando argomenti, progetti ed esempi di cui esiste ancora scarsa prova o presenza nella letteratura tecnica e scientifica attuale.

1 Introduzione

La cogenerazione

“Il risparmio energetico rappresenta senza dubbio il mezzo più rapido, efficace ed efficiente in termini di costo per ridurre le emissioni di gas ad effetto serra e per migliorare la qualità dell'aria, in particolare nelle regioni densamente popolate”. [Green Paper on Energy Efficiency. “Doing more with less” Unione Europea COM(2005)265].

Oggi, parlando di riduzione dell'inquinamento ambientale, spesso si individua come soluzione primaria il ricorso a metodi di produzione energetica che, nell'atto stesso della produzione, riducano o eliminino del tutto le emissioni inquinanti o dannose. È fuori discussione che questa strada debba essere intrapresa al più presto, perché indispensabile, ma quanto riportato sopra sottolinea in primo luogo l'importanza dell'**efficienza energetica**, non soltanto in ambito produttivo, ma anche in ambito di consumi e utilizzo dell'energia, come intervento più importante ed efficace nell'abbattimento dell'inquinamento.

Spostandosi verso un utilizzo o verso un consumo più accorto, dove vengano eliminati gli sprechi, si riuscirà anche ad ottenere una drastica riduzione dei costi e ovviamente una minore necessità di energia.

In ogni caso il fabbisogno energetico mondiale è destinato a crescere enormemente con il passare degli anni e la sfida sarà proprio quella di individuare e progettare modalità di produzione e fornitura energetiche sempre più efficienti.

È proprio in quest'ottica di risparmio che si inserisce il concetto di cogenerazione, progettata e diffusa con l'obiettivo di arrivare ad un miglior sfruttamento dell'energia contenuta nel combustibile, cominciando ad eliminare gli sprechi energetici subito a monte del problema, ovvero appunto a partire dalla produzione.

La produzione combinata di energia elettrica e calore costituisce già un'opzione produttiva ampiamente consolidata in molti ambiti industriali e risulta avere ottime prospettive di sviluppo potendo arrivare ad assumere un peso ancor più rilevante in termini percentuali nella produzione energetica nazionale.

La produzione energetica da impianti cogenerativi di grande taglia viene sfruttata in modo efficiente solo dalle utenze più grosse, come grandi utenze industriali e grandi consumatori.

Questo fatto è essenzialmente dovuto alla modalità di funzionamento di questi impianti di cogenerazione: affinché la produzione di potenza sia efficiente, deve essere garantito un funzionamento delle macchine a velocità costante. Quando l'energia richiesta dall'utente varia rispetto a quella massima producibile dalla macchina nel funzionamento nominale, il cogeneratore sarà portato a lavorare in condizioni diverse da quelle di regime, mantenendo però costante la velocità di rotazione. Chiaramente questo comporta una riduzione delle prestazioni e del rendimento della macchina tanto più evidente quanto più ci si discosterà dalle condizioni nominali: già al di sotto del 70% della potenza nominale, raramente sarà conveniente mantenere acceso il cogeneratore, poiché sarà più economica la produzione energetica in altre tipologie di impianti con caratteristiche differenti e maggiormente adattabili alla variazione del carico.

La grande cogenerazione a causa di questo limite quindi è assai meno indicata ad essere destinata alla produzione energetica per soddisfare la sola richiesta del settore residenziale e terziario dov'è ostacolata, oltre che dalla forte variabilità dei consumi, con minimi bassi e distribuiti molte volte al giorno, anche dalle oggettive difficoltà e dagli elevati costi nel realizzare reti di distribuzione del calore sufficientemente estese. Per far fronte a questa problematica, si deve passare da un'ottica di generazione centralizzata (grandi impianti e lunghe e costose reti di distribuzione) alla generazione distribuita.

È qui che nasce appunto il concetto di microgenerazione, costituita da micro impianti ubicati presso le utenze, anche domestiche, in grado di portare al conseguimento dell'indipendenza energetica, grazie all'autoproduzione sia di energia elettrica che di energia termica.

Il Parlamento Europeo, viste e considerate le enormi potenzialità insite nella cogenerazione in quanto a benefici energetici e ambientali, mira all'emanazione di normative per favorire una sua rapida e vasta diffusione, considerando la cogenerazione stessa come uno degli strumenti migliori per riuscire a conseguire gli obiettivi sanciti dal Protocollo di Kyoto.

E' importante riportare la definizione esatta di cogenerazione, fornita con la delibera 42/02 del 19 marzo 2002, dall'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas:

“impianto di produzione combinata di energia elettrica e calore, è un sistema integrato che converte l'energia primaria di una qualsivoglia fonte di energia nella produzione congiunta di energia elettrica e di energia termica (calore), entrambe considerate effetti utili, conseguendo, in generale, un risparmio di energia primaria ed un beneficio ambientale rispetto alla produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica e termica. In luogo della produzione di energia elettrica in forma congiunta alla produzione di energia termica, è ammessa anche la produzione di energia meccanica. La produzione di energia meccanica o elettrica e di calore deve avvenire in modo sostanzialmente interconnesso, implicando un legame tecnico e di mutua dipendenza tra produzione elettrica e utilizzo in forma utile del calore, anche attraverso sistemi di accumulo. Il calore generato viene trasferito all'utilizzazione, in forme diverse, tra cui vapore, acqua calda, aria calda, e può essere destinata ad usi civili di riscaldamento, raffrescamento o raffreddamento o ad usi industriali in diversi processi produttivi. Nel caso di utilizzo di gas di sintesi, il sistema di gassificazione è parte integrante dell'impianto di produzione combinata di energia elettrica e calore. Nel caso di impianto a ciclo combinato con post-combustione, il post-combustore è parte integrante dell'impianto di produzione di energia elettrica e calore. Le eventuali caldaie di integrazione dedicate esclusivamente alla produzione di energia termica non rientrano nella definizione di impianto di produzione combinata di energia elettrica e calore”.

E' necessario fare delle precisazioni su alcuni concetti espressi nella definizione appena riportata.

1) “...Entrambe considerate come effetti utili...”: questa affermazione è molto importante in quanto qualsiasi macchina o motore oltre alla produzione primaria di energia elettrica produce anche calore, come risultato dell'incompleta conversione della potenza termica entrante nel ciclo in potenza meccanica; ma l'aggettivo utile indica che si deve avere un utente per entrambe le forme di energia prodotte, senza sprecare il calore sviluppato; questo obiettivo è facilmente raggiungibile per l'energia elettrica, in quanto un eventuale surplus di tale energia può essere sempre immesso in rete (ovviamente con determinati vincoli), mentre l'utilizzo risulta più complesso per quanto riguarda l'energia termica: in ogni caso è importante e doveroso che ci sia sempre anche un utente termico, ovvero non si deve avere dispersione verso l'ambiente esterno, altrimenti non si può parlare di cogenerazione. Con calore utile si intende quindi una forma che soddisfi una domanda economicamente giustificabile di riscaldamento o di raffrescamento, cioè una domanda non superiore al fabbisogno di calore, che sarebbe altrimenti soddisfatta, a condizioni di mercato, mediante processi di generazione di energia termica diversi dalla cogenerazione.

Si hanno quindi precisi valori che devono essere rispettati nel consumo di calore per definirlo come utile: secondo la delibera 42/02 il limite termico LT viene definito come il rapporto tra l'energia termica utile annualmente prodotta E_t e l'effetto utile complessivamente generato, su base annua, dalla sezione di produzione combinata di energia elettrica e calore, pari alla somma dell'energia elettrica netta e dell'energia termica utile prodotte ($E_e + E_t$), riferiti all'anno solare, secondo la seguente formula:

$$LT = \frac{E_t}{(E_e + E_t)}$$

LT deve essere maggiore del 15% per tutti i combustibili utilizzati, mentre per sezioni alimentate a gas naturale, GPL e gasolio, i valori sono:

- $LT > 15\%$ per le taglie di riferimento superiori a 25 MW_{el};
- $LT > 22\%$ per le taglie di riferimento superiori a 10 MW_{el} e fino a 25 MW_{el};
- $LT = 33\%$ per le taglie di riferimento fino a 10 MW_{el}.

2) “...Conseguendo un risparmio di energia primaria rispetto alla produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica e termica...”, è una valutazione che può essere eseguita confrontando un impianto cogenerativo con un impianto tradizionale. L'allegato III al Dlgs 20/2007, così come modificato dal DM 4 agosto 2011 stabilisce la formula per il calcolo dell'indice PES (Primary Energy Saving), ovvero il risparmio di energia primaria effettivamente conseguito; la formula viene riportata di seguito:

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{CHPH_\eta}{RefH_\eta} + \frac{CHPE_\eta}{RefE_\eta}} \right] \times 100$$

Dove si sono indicati :

- PES: risparmio di energia primaria;
- $CHPH_\eta$: rendimento termico della produzione mediante cogenerazione, definito come il rendimento annuo di calore utile diviso per il combustibile di alimentazione usato per produrre la somma del rendimento annuo di calore utile e dell'elettricità da cogenerazione;
- $RefH_\eta$: valore del rendimento della produzione di calore in un impianto tradizionale di riferimento;
- $CHPE_\eta$: rendimento elettrico della produzione mediante cogenerazione, definito come elettricità annua da cogenerazione divisa per il combustibile di alimentazione usato per produrre la somma del rendimento annuo di calore utile e dell'elettricità da cogenerazione;
- $RefE_\eta$: valore del rendimento della produzione di energia elettrica in un impianto tradizionale di riferimento.

Quindi il PES rappresenta la differenza tra la quantità di combustibile utilizzata in impianti di produzione separata di energia elettrica e energia termica e la quantità invece utilizzata nell'impianto di cogenerazione in esame.

Con cogenerazione si intende quindi il processo di produzione combinata, in diversi componenti dell'impianto, di energia elettrica o meccanica e di energia termica utilizzando una quantità di energia primaria ridotta rispetto alle soluzioni tradizionali.

Così come negli impianti tradizionali di produzione di energia, anche durante il funzionamento dei sistemi di cogenerazione si sviluppa del calore, ma proprio grazie al principio base che identifica la cogenerazione stessa, è possibile utilizzare questo calore per fini civili o industriali come riscaldamento, condizionamento o per scopi di processo,

costituendo un forte punto a favore di questo metodo di produzione energetica rispetto ai sistemi tradizionali, i quali invece solitamente dissipano questo calore prodotto.

Infatti, generalmente quando si considera la produzione di energia elettrica non la si associa al concetto di cogenerazione, ma più facilmente alla generazione da centrali termoelettriche tradizionali. L'energia elettrica così prodotta viene distribuita attraverso la rete; in questo processo di trasmissione, prima che l'energia arrivi nei luoghi di utilizzo finale, oltre il 60% dell'energia contenuta nel combustibile viene dissipato sotto forma di calore nell'ambiente. Per la produzione termica invece si utilizzano le caldaie che trasformano l'energia contenuta nei combustibili in energia termica, con perdite di vario tipo, che dipendono soprattutto dal rendimento della caldaia stessa.

Se presso un'utenza si ha una contemporanea richiesta di energia elettrica ed energia termica, anziché utilizzare le tecnologie tradizionali appena descritte, si può ricorrere alla cogenerazione producendo energia elettrica grazie allo sfruttamento dei componenti di testa dell'impianto, dove si ha un valore maggiore dei cascami energetici, utilizzando poi il calore prodotto a più bassa temperatura (quindi di livello energetico inferiore) in apparati appositamente realizzati per soddisfare particolari esigenze termiche.

Per quanto riguarda l'energia elettrica prodotta, il suo utilizzo è abbastanza immediato, infatti viene autoconsumata oppure messa in rete; riguardo al calore invece si hanno utilizzi molto diversi tra loro, in base al tipo di utenza ma anche in base allo scopo al quale deve assolvere.

Nel caso di utenze industriali infatti, il calore viene generalmente prodotto a temperatura e pressione maggiori rispetto a quelle che si trovano in ambito civile. Di conseguenza nelle industrie il prodotto termico si troverà sotto forma di vapore o di acqua calda/surriscaldata o ancora sotto forma di aria calda. Anche in questo tipo di utenza però si verificano utilizzi del calore a basse temperature ad esempio per il riscaldamento degli uffici.

Nel settore civile il prodotto termico è quasi sempre costituito da acqua calda e viene impiegato soprattutto per il riscaldamento di ambienti, per usi sanitari o per il teleriscaldamento urbano.

Si presenta spesso la possibilità di ricorrere inoltre alla trigenerazione. Questa, è una soluzione energetica costituita da un impianto la cui energia termica prodotta viene impiegata in modo duplice, in parte per il riscaldamento ambientale o dell'acqua sanitaria oppure ancora per la produzione del calore necessario ai processi industriali, in parte invece per produrre, mediante macchine ad assorbimento, acqua refrigerata per il condizionamento o ancora per i processi industriali. Di conseguenza si hanno tre prodotti: energia elettrica, calore e freddo. La modalità di sfruttamento del calore utile anche per il raffrescamento porta alla massimizzazione dello sfruttamento dell'energia termica, alzando il fattore di carico dell'impianto e rendendo l'investimento ancora più conveniente dal punto di vista economico.

Si riporta un esempio per chiarire il significato di risparmio energetico connesso ad un impianto cogenerativo rispetto alla produzione separata delle medesime quantità di energia utile; questo esempio è tratto integralmente dal documento: Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR), Edizione n.1, Marzo 2012, GSE.

Supponendo che un impianto cogenerativo, per produrre 35 unità di energia elettrica e 50 unità di calore utile, consumi 100 unità di combustibile, il rendimento termodinamico complessivo di conversione, inteso come rapporto tra l'energia utile prodotta (35 + 50) e l'energia primaria del combustibile utilizzato (100), risulta dell'85%. Se si considera invece il caso di produzione separata, supponendo di produrre 35 unità di energia elettrica con una centrale termoelettrica avente un rendimento elettrico del 43% e 50 unità di calore utile con una caldaia avente un rendimento termico pari all'83%, si avrebbe un consumo di combustibile pari a $(35/0,43 + 50/0,83) = 140$ unità di combustibile. Nel caso di produzione separata delle stesse quantità di energia, risulterebbe quindi un consumo di 140 unità di combustibile anziché le 100 richieste dall'impianto di cogenerazione. Il risparmio di energia

primaria conseguibile con la cogenerazione è dunque pari al 28%. Deve essere sottolineato che il rendimento dell'83% preso per la caldaia è leggermente basso ma, anche considerando un rendimento maggiore, il risparmio di energia primaria con impianto cogenerativo rimane comunque evidente.

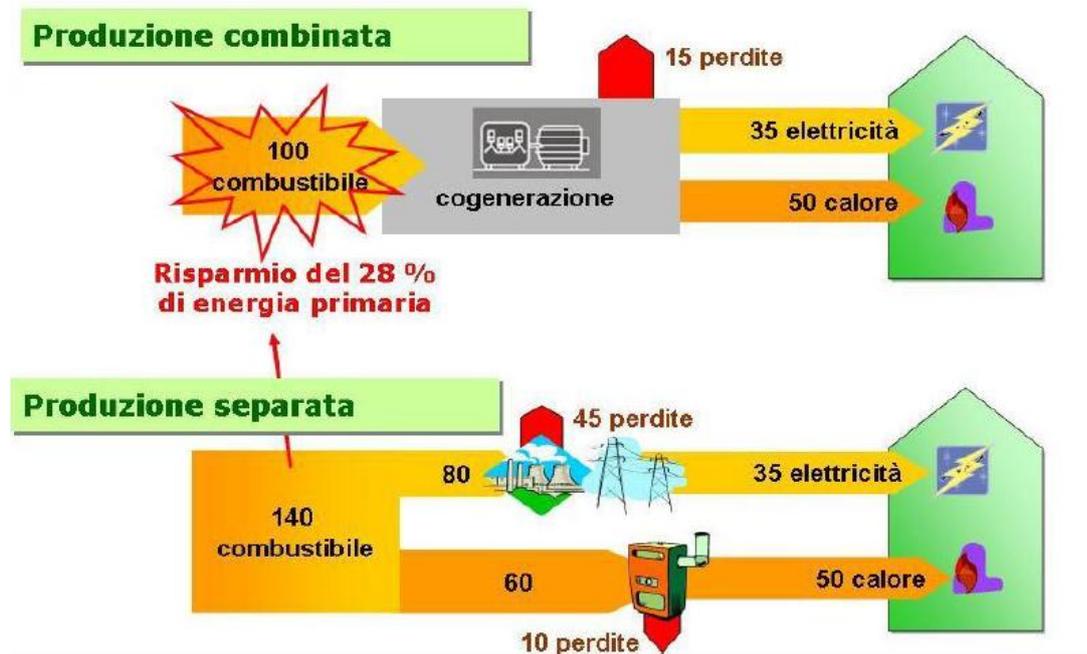


Figura 1: Cogenerazione: Risparmio di Energia Primaria rispetto alla produzione separata (fonte: Figura 1 di Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR), Edizione n.1, Marzo 2012, GSE)

Gli indici prestazionali comunemente impiegati per la descrizione degli impianti di produzione energetica sono i seguenti:

- rendimento elettrico:

$$\eta_{el} = \frac{P_{elettrica}}{\dot{m}_{fuel} \times LHV}$$

- rendimento termico:

$$\eta_{th} = \frac{P_{termica}}{\dot{m}_{fuel} \times LHV}$$

- rendimento complessivo d'impianto:

$$\eta_{compl} = \eta_{el} + \eta_{th} = \frac{P_{elettrica} + P_{termica}}{\dot{m}_{fuel} \times LHV}$$

In queste formule si sono considerate le seguenti grandezze:

- $P_{elettrica}$ e $P_{termica}$, rispettivamente indicanti la potenza elettrica e la potenza termica utili prodotte;

- m_{fuel} , indicante la portata di massa di combustibile;
- LHV, ovvero il potere calorifico inferiore del combustibile.

Questi indici non sarebbero completamente idonei a fornire una descrizione completa ed esauriente di un impianto cogenerativo, poiché quest'ultimo, in quanto tale, presenta due prodotti con peso termodinamico ed economico ben diverso. In particolare nel calcolo del rendimento complessivo di ciclo, così come indicato, si attribuisce lo stesso valore ad elettricità e calore. Una considerazione più precisa porterebbe ad una valutazione corretta di questo rendimento solamente nel caso di macchine che utilizzano e producono le stesse forme energetiche; nel caso cogenerativo invece si ottengono energia meccanica, o elettrica, che presentano una qualità nettamente superiore rispetto a quella dell'energia termica, la quale è tra l'altro variabile a seconda della temperatura del flusso energetico che si considera.

Di conseguenza per esprimere in modo corretto le prestazioni di un impianto cogenerativo devono essere presi a riferimento un impianto tradizionale di produzione elettrica e un impianto tradizionale di produzione termica, per essere confrontati con un impianto cogenerativo in esame riguardo prestazioni e consumi energetici effettivi (soprattutto consumo di energia primaria). Questa valutazione è resa possibile dall'indice PES, definito in precedenza.

Il suo calcolo però pone il problema di stabilire valori univoci per i rendimenti di riferimento.

In ogni caso per avere un'impressione immediata dell'effettivo valore e delle effettive prestazioni degli impianti microcogenerativi in seguito modellati si useranno comunque i rendimenti prima definiti, elettrico, termico e complessivo.

Metodo di calcolo delle emissioni

La maggior parte degli impianti cogenerativi, soprattutto quelli di grossa potenza, utilizzano energia primaria sotto forma di combustibili fossili; andare quindi verso un risparmio di energia primaria, ovvero appunto verso un minor consumo di combustibile, porta a conseguire anche una minore quantità di emissioni. Risulta quindi necessario esaminare più a fondo questo importante aspetto, definendo delle grandezze univoche per la determinazione precisa dei vincoli da rispettare.

Attualmente la normativa per stabilire i valori limite delle emissioni si riferisce all'input dell'impianto di cogenerazione.

Ovvero, i valori limite di concentrazione delle emissioni sono espresse in mg/Nm^3 e le emissioni limite sono indicate con il parametro γ .

In Italia è stata scelta questa modalità di valutazione perché inizialmente ci si basava non tanto sulle emissioni ma piuttosto sulla qualità dell'aria e di conseguenza, grazie a questa unità di misura, risultava agevole la misura dei fumi a camino.

Inoltre per evitare che si mescolino aria e fumi per abbassare percentualmente la concentrazione di inquinanti e sfalsare così le misure, la normativa fornisce anche i valori di riferimento per la concentrazione di O_2 a camino.

Si introduce poi il parametro λ , sempre utilizzato per valutare le emissioni limite, ma con riferimento al combustibile impiegato; questo metodo è utilizzato soprattutto per la valutazione delle emissioni di inquinanti nelle caldaie; λ è misurato in $\text{mg}/\text{kWh}_{\text{fuel}}$.

Si ha quindi che $\lambda = \gamma * k$, dove il parametro k è misurato in $\text{Nm}^3/\text{kWh}_{\text{fuel}}$, ovvero riporta quanti Nm^3 di fumi si hanno per ogni kWh di fuel bruciato.

Anche con λ ci si riferisce all'input dell'impianto, ovvero non si ha assolutamente nessuna informazione su quanto si stia inquinando rispetto alle unità di prodotto utile uscenti

dall'impianto cogenerativo; in altri paesi, per tenere conto anche del rendimento η , si fa riferimento all'output del sistema e i limiti sulle emissioni si misurano con il parametro δ .

L'unità di misura del δ risulta $\text{mg/kWh}_{\text{el}}$ oppure $\text{mg/kWh}_{\text{th}}$.

Il kWh_{el} e il kWh_{th} rappresentano appunto rispettivamente il prodotto elettrico e quello termico ottenuti dall'impianto in esame.

Si ha un legame tra δ e λ rappresentato proprio dal rendimento η dell'impianto:

$$\delta = \frac{\lambda}{\eta}$$

Infatti, considerando le rispettive unità di misura, si ottiene:

$$\frac{\text{mg}}{\text{kWh}_{\text{el}}} = \frac{\frac{\text{mg}}{\text{kWh}_{\text{fuel}}}}{\frac{\text{kWh}_{\text{el}}}{\text{kWh}_{\text{fuel}}}}$$

In quest'ultimo caso, con il calcolo del δ , si tiene conto anche delle prestazioni dell'impianto e si riescono a valorizzare maggiormente gli impianti che lavorano meglio (avere rendimento η maggiore vuol dire avere una quantità maggiore a denominatore, arrivando quindi ad avere un δ più basso).

Valutare le emissioni degli impianti cogenerativi risulta comunque complesso; per la valutazione si fa riferimento solitamente alla normativa che vige per gli impianti di sola produzione elettrica, mentre gli impianti di taglia inferiore ai 200 kW sono soggetti alla normativa vigente per le caldaie.

Si arriva alla conclusione che questa modalità di valutazione delle emissioni non sia del tutto idonea: infatti se si confronta un impianto cogenerativo, che ha due prodotti finali (energia termica ed energia elettrica), con un impianto per la sola produzione di energia elettrica, è molto probabile che l'impianto cogenerativo presenti maggiori emissioni perché, proprio per il fatto che è un sistema con doppio prodotto, è facile che il suo rendimento elettrico sia inferiore al rendimento elettrico dell'impianto tradizionale con unico prodotto elettrico.

Si sono considerate diverse alternative per cercare di applicare una valutazione meno discriminante nei confronti delle soluzioni cogenerative. Innanzitutto ci si concentra su δ , cioè sull'output, e non più su λ o γ ; bisogna decidere successivamente come tenere conto del fatto che con un sistema cogenerativo si hanno due prodotti diversi e anche che l'impianto cogenerativo sostituisce due impianti che emettono in modo molto diverso tra loro.

In questa trattazione si prendono in considerazione tre modalità di valutazione:

- 1) Gli impianti cogenerativi sono soggetti alle stesse normative degli impianti per la sola produzione di energia elettrica, utilizzando però per il calcolo del δ non il solo η_{el} dell'impianto cogenerativo, ma il rendimento complessivo, somma del rendimento elettrico e di quello termico; questa modalità tende però a favorire molto gli impianti cogenerativi valutati, ovvero è facile arrivare alla condizione:

$$\delta_{\text{cog}} \leq \delta_{\text{normativa}}$$

Questa modalità viene utilizzata ampiamente negli Stati Uniti.

- 2) Metodo detto "della caldaia evitata": si immagina che l'impianto sia progettato per la sola produzione di energia elettrica, ma grazie al fatto che realmente produce anche energia termica si è consapevoli che si sono potuti evitare l'utilizzo, e quindi anche le emissioni, di una caldaia. Si sottraggono quindi alle emissioni dell'impianto

cogenerativo le emissioni delle caldaie “evitate”, ovvero le emissioni delle caldaie sostituite dal funzionamento dell’impianto cogenerativo. Si ha quindi:

$$\delta_{\text{cog}} - \frac{\lambda'_t}{\eta'_t} \times \frac{\eta_t}{\eta_{\text{el}}} \leq \delta_{\text{normativa}}$$

Con le relative unità di misura:

$$\frac{\text{mg}}{\text{kWh}_{\text{th}}} - \left[\frac{\text{mg}/\text{kWh}_{\text{fuel}}}{\text{kWh}_{\text{th}}/\text{kWh}_{\text{fuel}}} \right]' \times \left[\frac{\text{kWh}_{\text{th}}/\text{kWh}_{\text{fuel}}}{\text{kWh}_{\text{el}}/\text{kWh}_{\text{fuel}}} \right]_{\text{cog}}$$

L’apice ‘ indica le grandezze relative alla caldaia evitata.

Questa tipologia di valutazione “della caldaia evitata” non è ancora stata normata ma si pensa di poter fare riferimento ad essa introducendo i valori precisi delle caldaie che sono state sostituite dall’impianto cogenerativo considerato, oppure utilizzando i valori di specifiche caldaie di riferimento.

- 3) Non vengono effettuati confronti diretti ma viene valutato il risparmio di emissioni, confrontando le emissioni dell’impianto cogenerativo con le emissioni che si avrebbero considerando due impianti per la produzione separata delle stesse quantità ottenute con l’impianto cogenerativo in esame. Si arriva cioè a valutare l’indice IRA, appunto chiamato indice di risparmio ambientale:

$$\frac{[\text{emissioni impianto trad el} + \text{emissioni impianto trad th}] - \text{emissioni impianto cog}}{[\text{emissioni impianto trad el} + \text{emissioni impianto trad th}]}$$

ovvero:

$$1 - \frac{\delta_{\text{cog}}}{\frac{\lambda'_{\text{el}}}{\eta'_{\text{el}}} + \frac{\lambda'_{\text{th}}}{\eta'_{\text{th}}} \times \frac{\eta_{\text{th}}}{\eta_{\text{el}}}}$$

Fino ad ora non è ancora stato fissato un valore limite per l’indice IRA, ma si potrebbe ragionevolmente porre $\text{IRA} > 0$.

E’ probabile che l’impianto in considerazione abbia IRA positivo, nel senso che di solito si ha effettivamente un risparmio nelle emissioni con l’utilizzo di un sistema cogenerativo, però normalmente accade che gli impianti cogenerativi siano situati relativamente vicino all’utenza a causa dell’elevata difficoltà e costo di installazione delle opere di teleriscaldamento; questa vicinanza non si ha ad esempio con le grandi centrali per la produzione di energia elettrica, le quali vengono quasi sempre installate lontane dall’utenza potendo contare su lunghe linee di trasmissione, relativamente più facili da costruire e installare. Un’installazione nelle vicinanze dell’utenza porta ad avere maggiori emissioni in questi luoghi.

Di conseguenza se viene effettuata una valutazione in un’area limitrofa all’utenza, allora l’IRA non è idoneo come indicatore perché può appunto esserci un aumento di emissioni a livello locale, falsando il reale significato dell’indice; in questo caso è invece più opportuno il metodo della “caldaia evitata”. Se si esegue al contrario una valutazione a livello globale allora sicuramente sarà più idoneo l’indice IRA rispetto al metodo della “caldaia evitata”.

2 La microgenerazione e la generazione distribuita

Per cercare di soddisfare le esigenze di utenze sempre più diversificate nella tipologia e quindi anche nei consumi, oggi si tende sempre più a dirigersi verso la progettazione e l'installazione di impianti di dimensioni minori rispetto alle tradizionali centrali termoelettriche di grossa taglia. Con questo cambiamento si vuole dar vita ad un insieme di impianti più flessibili e con minori inerzie nell'avvio e nei transitori, in modo da ottenere una produzione efficiente anche se costretti a variare molto il regime di funzionamento.

Si stima che nei prossimi anni si avrà una più ampia disponibilità di microgeneratori sia per piccole industrie sia per le abitazioni, dando origine ad un mercato molto vasto. Un importante ulteriore beneficio, legato direttamente a questa maggiore diffusione, sarà una riduzione globale nelle emissioni di CO₂.

Anche in Italia si assiste ad una crescita, seppur lenta, dell'installazione di impianti di cogenerazione di taglia medio/piccola, specialmente in alcune zone non adeguatamente raggiunte dalle grandi reti di distribuzione dell'energia. Altri ambiti dove si nota una crescita nelle installazioni sono rappresentati dalla sanità e dalle strutture alberghiere.

Quando si parla di microgenerazione, occorre far riferimento a quanto prevede la normativa vigente. In particolare ci si riferisce al d.lgs. 20/2007, che recepisce quanto previsto dalla direttiva europea 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione.

Il decreto definisce “un'unità di microgenerazione” come “un'unità di cogenerazione con una capacità di generazione massima inferiore a 50 kW elettrici”. Un'unità di “piccola cogenerazione”, invece, viene definita come “un'unità di cogenerazione con una capacità di generazione installata inferiore ad 1 MW elettrico”.

Micro e piccola cogenerazione, seppur relative a taglie d'impianto diverse tra loro, presentano caratteristiche in comune e soprattutto si differenziano nettamente dalla grande cogenerazione.

La microgenerazione viene spesso identificata dalla sigla inglese micro CHP, acronimo di micro combined heat and power.

I microgeneratori sono apparecchi tecnologicamente avanzati che possono svolgere contemporaneamente due funzioni:

- integrare o sostituire completamente le caldaie per il riscaldamento ambientale, dell'acqua sanitaria o dei fluidi di processo;
- soddisfare in tutto o in parte le necessità di autoconsumo elettrico.

L'aspetto innovativo che si è introdotto con il passaggio alla generazione distribuita è proprio la considerevole diminuzione della taglia degli impianti, passando dai tradizionali impianti da decine o centinaia di MW a piccoli impianti di anche solo qualche kW.

Per poter contare su una base che portasse ad un solido sviluppo iniziale, questi impianti dovevano appoggiarsi alle possibilità offerte dall'espansione delle reti di distribuzione del gas naturale ma anche e soprattutto sulle società dei servizi energetici (ESCO), grazie alle quali è stato possibile promuovere le prime realizzazioni.

Il concetto della microgenerazione ha permesso di ottenere una maggiore facilità nell'installazione in loco, molte volte nella stretta vicinanza dei luoghi dove vi sia la richiesta elettrica o termica, aumentando la disponibilità e l'accessibilità agli impianti. Inoltre, essendo impianti di taglia ridotta, essi risultano anche più affidabili nella produzione di potenza: si riesce a garantire un servizio più continuo, eliminando i sovraccarichi sulla rete principale e diminuendo i disservizi sugli utenti. Inoltre, grazie al fatto che gli impianti possono essere progettati per lavorare con combustibili molto diversi, essi possono essere installati quasi ovunque, adattandosi al 100% alle disponibilità e necessità locali.

Non deve però essere erroneamente pensato che una modalità di generazione con piccoli impianti diffusi sul territorio possa essere sempre e comunque applicata con aspetti positivi immediati per gli utenti; si presentano infatti notevoli difficoltà legate alle soprattutto alle

specificità locali: per avere successo è necessario che gli utenti per primi esercitino un utilizzo accorto e congruo dell'impianto, in modo da farlo rendere al meglio, oltre al fatto di poter contare su progetti maturi e con un buon livello tecnologico raggiunto.

Il punto principale a favore della generazione distribuita è la modalità con cui avviene la trasmissione dell'energia elettrica e del calore: con grandi impianti decentrati è necessario disporre di reti molto lunghe e di conseguenza aumentano le perdite sia elettriche sia termiche, senza dimenticare gli enormi costi per gli scavi e le installazioni. Con piccoli impianti diffusi e molto vicini alle utenze finali chiaramente questa necessità non si presenta.

2.1 Microgenerazione in Italia

La microgenerazione, allo stato attuale di sviluppo, è una tecnologia molto delicata che risente di alcuni fattori in modo molto più consistente rispetto agli impianti tradizionali. Affinché essa possa essere competitiva deve poter contare su prezzi di mercato concorrenziali, su reti ben strutturate e disponibili, ma anche e soprattutto su una burocrazia efficace e rapida, cosa che raramente si consegue nel nostro Stato.

La microgenerazione, ed in generale la generazione distribuita, è in grado di conseguire i massimi risultati non solo se abbinata a reti bidirezionali come quella elettrica, ma anche se connessa alle altre reti come quella di fornitura dei combustibili e possibilmente quella di teleriscaldamento.

La grande spinta che ha avuto la generazione distribuita è cominciata circa a partire dalla fine degli anni '90, non tanto grazie alla diffusione di micro impianti cogenerativi (di concezione più recente), ma grazie all'enorme sviluppo dei sistemi a fonti rinnovabili.

La nascita di questi piccoli impianti ad energia rinnovabile, affiancati negli anni successivi dagli impianti micro CHP, hanno portato una sostanziale modifica nel sistema elettrico, a causa di caratteristiche del tutto differenti rispetto a quelle degli impianti tradizionali.

Gli impianti di microgenerazione dovrebbero essere progettati e dimensionati sul fabbisogno dell'utente, anche se spesso caratterizzato da un andamento molto variabile; questo aspetto è indispensabile per garantire il soddisfacimento dell'utente stesso ma non corrisponde assolutamente alla condizione ottimale di funzionamento per la macchina.

Oggi il funzionamento del cogeneratore è strettamente guidato dalla richiesta termica perché più vincolante di quella elettrica. Uno scenario futuro, relativo a migliori condizioni di esercizio per gli impianti microcogenerativi, porta a pensare ad un funzionamento guidato invece dalla produzione elettrica, facendo successivamente ricorso a sistemi di accumulo termico per raccogliere l'eventuale surplus prodotto rispetto all'effettivo fabbisogno dell'utente.

La spesa da sostenere per l'installazione di un impianto micro CHP, al livello attuale di conoscenza e sviluppo, è maggiore rispetto a quella sostenuta per l'installazione di una caldaia o per dotare l'impianto del corretto sistema di interfaccia con la rete elettrica.

Quindi, per compensare il maggior capitale iniziale, devono essere garantite presso l'utente delle condizioni di esercizio che portino ad un alto fattore di carico per l'impianto.

Per la microgenerazione esiste un ampio potenziale, ma per poterlo sfruttare, senza puntare esclusivamente su incentivi forti, devono essere riconsiderate molte condizioni operative per renderle ottimali ed è necessario strutturare le reti e il mercato perché siano idonee ad accogliere queste innovative applicazioni.

2.2 Esempi ed installazioni

Il mercato della microcogenerazione, come anche quello della piccola cogenerazione, non è particolarmente esteso nel nostro paese, nonostante si possa registrare la presenza di numerose potenziali utenze con elevato consumo di acqua calda sanitaria o comunque elevati carichi termici anche nel periodo estivo. Si notano segnali incoraggianti legati soprattutto alle specificità locali.

I motori a combustione interna sono le macchine maggiormente utilizzate negli impianti di microcogenerazione, non solo in Italia ma anche all'estero. Solo pochissimi esempi di applicazioni con microturbine e motori Stirling sono una realtà disponibile commercialmente.

Un importante esempio di realizzazione in Italia è rappresentato dal progetto dell'Azienda Municipalizzata di Vicenza; quest'ultima ha individuato alcune utenze (piscine, collegi, comunità) che avevano un consumo di acqua calda per un periodo superiore alle 4500 ore/anno, ed ha proceduto all'installazione presso di esse di piccoli impianti di cogenerazione. Nel 1995, i piccoli cogeneratori installati, sono arrivati ad una potenza totale di 1 MW.

Il maggior numero di installazioni di microcogeneratori in Italia si rileva però in Emilia Romagna, dove gli impianti di microcogenerazione sono tutti alimentati da gas naturale, tranne una ventina di micro impianti a biogas. Questi impianti hanno trovato importanti condizioni favorevoli grazie alla legge Regionale che ha sancito una metodologia del tutto innovativa per il calcolo delle prestazioni energetiche degli edifici. La Delibera della Giunta Regionale 1336 del 2011 stabilisce che i cogeneratori particolarmente efficienti, grazie ai risparmi di energia primaria conseguiti, possano essere paragonati ad impianti che sfruttano fonti rinnovabili e di conseguenza possano essere installati al posto di essi per raggiungere la quota di energia rinnovabile minima obbligatoria prevista per legge per il soddisfacimento dei fabbisogni termici dei nuovi edifici. Si riporta di seguito un grafico relativo alle installazioni in questa regione:

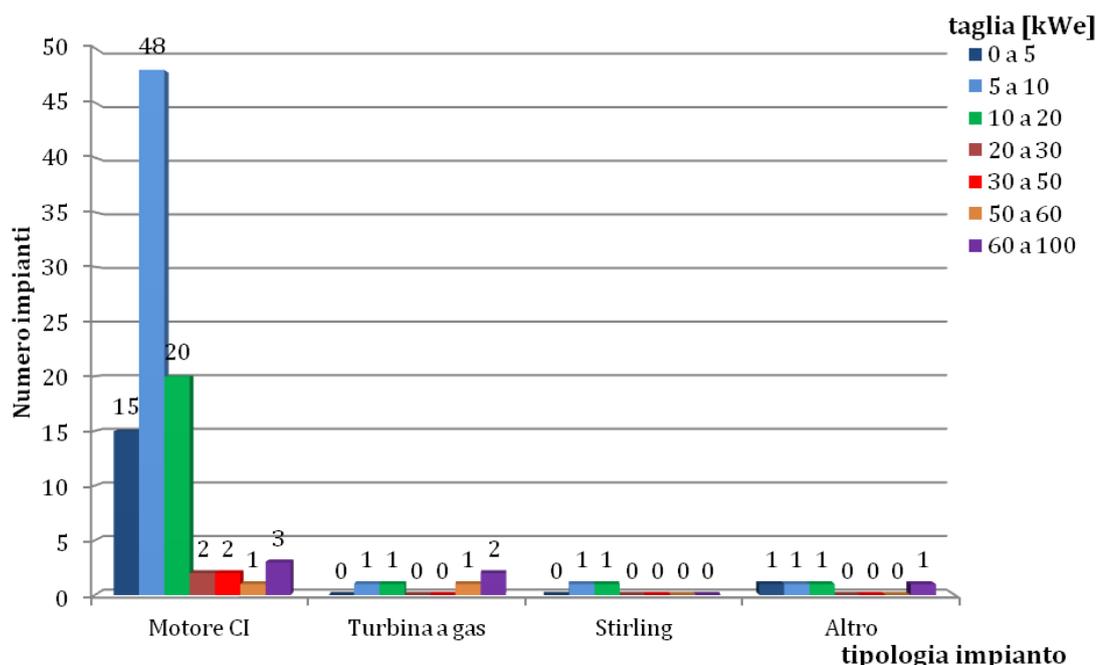


Figura 2: impianti attivi in Emilia-Romagna distinti per tipologia e taglia (fonte: Analisi del mercato della microgenerazione in Italia con riferimento a dimensionamento, performance e gestione, ENEA)

La possibilità di giungere ad una situazione in cui le rinnovabili vengano sostituite o affiancate dalla cogenerazione negli edifici, è un incentivo che si sta dimostrando particolarmente efficace rispetto ad altri strumenti di incentivazione e che risulta essenzialmente a costo nullo per la collettività.

È doveroso effettuare un confronto con la situazione della diffusione di impianti micro CHP in Europa, per mostrare come l'Italia abbia ancora molto lavoro da svolgere per arrivare ad una soluzione positiva in questo ambito.

Il mercato europeo della microgenerazione è nettamente più sviluppato e nel 2011 ha superato le 5000 unità.

Inoltre i motori Stirling hanno raggiunto un numero di installazioni del tutto inaspettato in alcuni settori.

Bisogna sottolineare che in ogni caso il mercato europeo nel 2011 è costituito quasi esclusivamente da Germania e Regno Unito.

Si stima che dal 2002 ad oggi nel Regno Unito siano stati installati circa un migliaio di sistemi di microgenerazione. Gli impianti installati sono soprattutto motori Stirling Whispergen e motori a combustione interna Dachs della Senertec. Il mercato nazionale è supportato dal governo attraverso dei regolamenti e fondi, spesi attraverso l'Energy Saving Trust e il "Carbon Trust" e per contribuire concretamente allo sviluppo di questa tecnologia rendendola più competitiva, il governo stesso, a partire dall'aprile del 2005, ha ridotto l'imposta sul valore aggiunto sui sistemi a microgenerazione dal 17,5% al 5%.

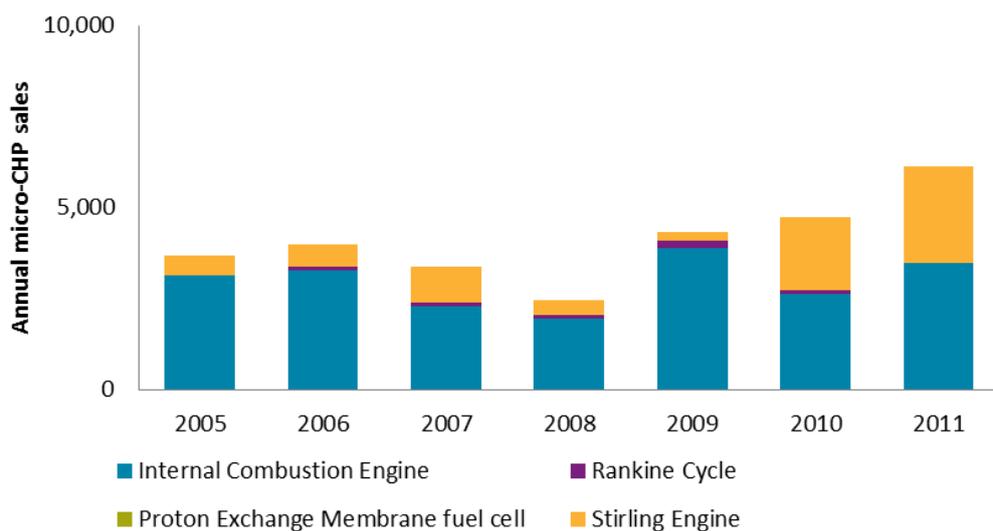


Figura 3: mercato europeo della microgenerazione (Fonte. Delta-ee, 2012)

Si riportano inoltre i dati di diffusione relativi al resto del mondo, sottolineando ancora come il 2011 sia stato un anno di enorme sviluppo.

È importante evidenziare che quasi tutto il resto del mondo è rappresentato dal mercato giapponese che vede la maggior parte delle sue installazioni costituite dal motore a combustione interna Ecowill, caratterizzato da emissioni sonore bassissime.

Nell'ultimo biennio, sempre in Giappone, si è registrato un importante sviluppo anche delle celle a combustibile.

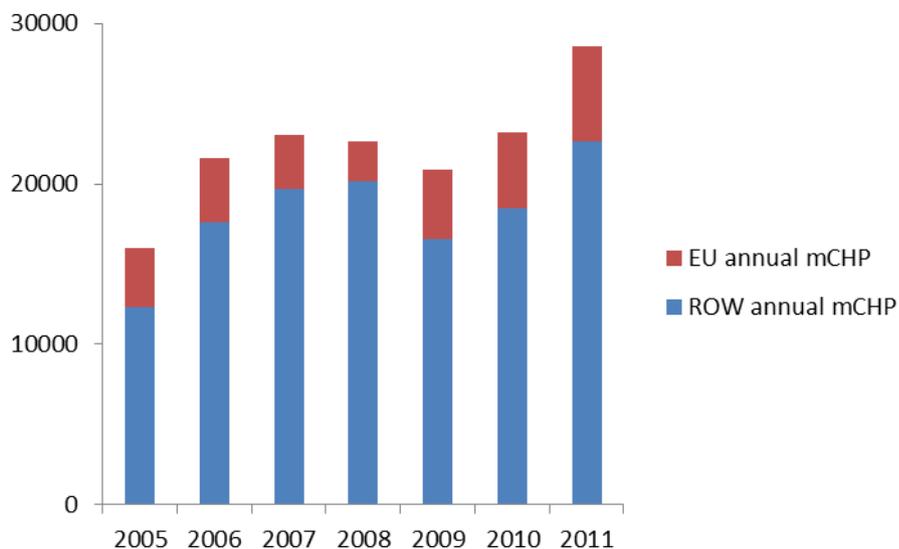


Figura 4: vendite di microgeneratori in Europa (EU) e nel resto del mondo (ROW) (Fonte: Delta-ee, 2012)

Il Climate Energy del Massachusetts ha introdotto il suo sistema a microgenerazione Freewatt, sfruttando il motore a combustione interna Honda. Con gli studi condotti si è arrivati a dimostrare che questo sistema è in grado di produrre circa il 50% del fabbisogno di energia elettrica di un'abitazione statunitense, riducendo significativamente le emissioni di

anidride carbonica rispetto a quelle che si avrebbero con l'utilizzo di soluzioni impiantistiche tradizionali. Una delle maggiori compagnie di gas naturale statunitensi, la KeySpan, comprendendo le enormi potenzialità rappresentate da questa tecnologia, anche in termini di guadagno, ha creato un consistente sistema di incentivazione per facilitarne l'acquisto.

2.3 Ostacoli allo sviluppo e alla diffusione della microgenerazione

I problemi che rallentano o compromettono addirittura lo sviluppo della microgenerazione sul territorio sono ancora molto numerosi.

Come già accennato precedentemente, i valori massimi raggiunti per i rendimenti di questi micro impianti non sono ancora comparabili con quelli degli impianti tradizionali; il rendimento complessivo è in grado di garantire comunque prestazioni molto buone, consentendo un risparmio di energia primaria e meno emissioni, ma i singoli rendimenti, elettrico e termico, sono ancora nettamente inferiori a quelli raggiunti dalle macchine di taglia maggiore.

Il principale motivo di questa differenza è da individuare innanzitutto proprio nella taglia ridotta degli impianti: essendo macchine o motori da installare presso piccole utenze, esse dovranno anche essere caratterizzate da bassi pesi e ingombri. Lavorare su componenti o insiemi di così ridotte dimensioni è ingegneristicamente molto più complesso rispetto ad un lavoro effettuato su componentistica di dimensioni maggiori: si verificano delle vere e proprie difficoltà pratiche nella costruzione e nel garantire alta qualità ai componenti.

Inoltre queste macchine, proprio a causa della natura delle utenze che devono servire, sono chiamate a lavorare in condizioni estremamente variabili, aspetto che contribuisce all'abbassamento delle prestazioni. Queste macchine sono cioè poco flessibili e in grado di fornire le massime prestazioni e i massimi rendimenti solamente a regime o al massimo in un ristretto range di variazione rispetto alle condizioni nominali.

Un importante concetto da tener presente per una progettazione ottimale è che, riuscendo ad impiegare il calore di recupero in cascata via via a temperature più basse, è possibile ottenere un vistoso innalzamento dei rendimenti degli impianti.

Purtroppo però, per riuscire a concretizzare questo recupero termico, dovrebbero essere effettuate sostanziali modifiche alle linee di distribuzione, in modo tale da avere nel circuito di ritorno temperature abbastanza basse rispetto alla fonte dalla quale recuperare calore.

Per conseguire valori di rendimenti maggiori è quindi necessario aumentare il livello tecnologico, migliorare la progettazione e alzare la qualità dei materiali utilizzati, provvedimenti che però, nell'immediato, si riflettono su un grosso aumento dei costi.

Bisogna considerare poi che gli impianti di microgenerazione sempre più vengono installati in contesti, come quello civile o terziario, dove gli utenti non posseggono le conoscenze adeguate ad una corretta gestione dell'impianto; nel migliore dei casi essi posseggono solamente le nozioni di meccanica di base, ma di certo non conoscono le modalità per ottenere un funzionamento ottimale. Di conseguenza è indispensabile creare o individuare una categoria di persone che fornisca agli utenti queste conoscenze: idealmente dovrebbero essere i produttori stessi a svolgere questo compito, per lo meno nelle fasi iniziali.

Gli utenti inoltre spesso non conoscono nemmeno l'ammontare dei propri consumi, o meglio, sanno qual è il proprio fabbisogno energetico, ma non si rendono conto di quanto effettivamente consumano o quanta energia spremano.

Deve essere quindi condotto un programma di sensibilizzazione degli utenti, in modo tale da ottenere, prima dell'installazione dell'impianto, un'analisi energetica preliminare, per determinare precisamente quali siano i fabbisogni orari.

L'alto livello di complicazione dovuto all'elevato numero di pratiche burocratiche da espletare rappresenta uno dei più grandi ostacoli alla diffusione della microgenerazione. Queste pratiche possono arrivare a rallentare o addirittura bloccare la costruzione e a rendere quasi impossibile la gestione degli impianti.

Un esempio della lentezza che caratterizza immancabilmente la burocrazia italiana è rappresentato dal fatto che lo scambio di energia elettrica con la rete è possibile solamente dopo essere stati dichiarati officina elettrica presso le sedi provinciali dell'Agenzia delle Dogane, dopo aver installato gli opportuni dispositivi di sicurezza, dopo essersi accordati con il GSE per il ritiro dedicato e lo scambio sul posto e con il fornitore di gas naturale per la defiscalizzazione parziale dell'accisa sul gas.

Devono essere compiute numerose operazioni anche per quanto riguarda la produzione termica, senza le quali, ancora una volta, non è possibile ottenere i permessi per l'utilizzo dell'impianto micro CHP.

Di conseguenza si evidenzia la necessità di una figura che, oltre all'installazione dell'impianto, renda anche più semplici e rapide le pratiche burocratiche e fornisca assistenza tecnica all'utente.

Queste sono le caratteristiche che dovrebbe possedere ad esempio una società di servizi energetici, come una ESCO; purtroppo, per ora, esse operano quasi unicamente con taglie di potenza più elevata e non rendono disponibili strutture per interventi piccoli e diffusi poiché sono proprio i progetti su larga scala che consentono ad esse di poter ottenere un maggior margine di guadagno.

Anche l'aspetto strettamente economico risulta molto complesso: conoscere i prezzi, i costi e amministrare correttamente la gestione dell'impianto non sono affatto cose immediate, soprattutto per i comuni utenti.

Innanzitutto le bollette del gas, devono sempre tenere in considerazione l'accisa ridotta. Successivamente si deve considerare una struttura propria delle tariffe di produzione e non più di acquisto, grazie al fatto che con impianti micro CHP si passa da consumatori a produttori di energia. Attualmente l'energia elettrica viene infatti autoconsumata, scambiata oppure, in modo meno conveniente, venduta alla rete, ma la migliore valorizzazione economica si ha in caso di consumo diretto dell'energia elettrica prodotta in quanto il mancato acquisto vale molto di più della cessione alla rete per le utenze residenziali.

I vantaggi economici presentano valori diversi da caso a caso, sia per la struttura delle tariffe che per la diversa fiscalità.

Relativamente all'acquisto del gas naturale le accise applicate variano in funzione dell'utilizzo, in funzione della regione e delle quantità consumate, rappresentando un altro punto di disomogeneità e difficoltà per una valutazione efficace sulla convenienza dell'impianto microgenerativo.

Per le applicazioni di piccola taglia sotto i 200 kW_{el} la soluzione dello scambio sul posto rappresenta un importante incentivo, in quanto permette lo scambio bidirezionale di energia elettrica con la rete elettrica. Lo scambio sul posto risulta utile soprattutto per le utenze residenziali, caratterizzate da un assorbimento molto variabile nel corso della giornata.

Un numero elevatissimo di impianti di cogenerazione hanno ottenuto un altro grande vantaggio economico grazie alla priorità di dispacciamento. Il problema che si identifica però in questo caso consiste nel fatto che parallelamente non si sono create strutture idonee a prevedere e gestire le eventuali necessità future o semplicemente incaricate di fornire l'adeguato supporto necessario.

Se si vuole quindi avere una diffusione più capillare e massiccia della microgenerazione, oltre a considerare tutti gli elementi precedentemente elencati, deve essere effettuato un intervento consapevole e mirato al beneficio della tecnologia in sé e degli utenti finali e non, al contrario, mirato solamente all'interesse di pochi, come ad esempio i grandi distributori o gestori dei servizi.

Un altro grande problema caratteristico del nostro paese è la sovraccapacità di generazione; in Europa si vede la generazione distribuita come una risorsa in grado di portare alla

sostituzione di impianti vecchi e inefficienti, mentre in Italia si è arrivati ad un alto grado di saturazione nella produzione, con conseguente difficile risoluzione.

Sono infatti attivi impianti termoelettrici per 75000 MW quando la domanda per essi è dell'ordine di 35-45000 MW; inoltre vi è un alto numero di impianti efficienti come ad esempio gli impianti combinati di recente concezione. Nonostante questa enorme sovrapproduzione e questa alta qualità propria di alcuni nostri impianti, spesso si predilige la soluzione dell'importazione energetica, a causa di scelte sbagliate che hanno portato ad avere un costo dell'energia molto alto e che hanno spinto per l'appunto a trovare una soluzione più economica nell'energia estera. Oltretutto questa scelta blocca un possibile sviluppo tecnologico dei nostri impianti, che potevano sfruttare proprio la produzione energetica come banco di prova e sviluppo per ottenere importanti miglioramenti.

Una delle possibilità concrete per arrivare a determinare una certa competitività per un impianto di microgenerazione si concretizza nel riuscire ad avere un elevato fattore di carico. Generalmente, un buon fattore di carico in grado di garantire un vantaggio economico, deve raggiungere almeno un valore di 3500-4000 ore all'anno.

Purtroppo però il clima italiano è molto variabile, caratterizzato da giorni con temperature minime molto basse ma anche lunghi periodi di sole con forti variazioni di temperatura fra giorno e notte: in queste condizioni è molto difficile raggiungere, ad esempio in applicazioni domestiche, le ore di esercizio ottimali. Nonostante nel nostro paese il periodo in cui rimane acceso il riscaldamento sia circa pari alla metà dei giorni di un anno, a causa del fatto che spesso l'impianto termico rimane in funzione per un numero esiguo di ore in un giorno, sufficienti magari a raggiungere una temperatura confortevole nell'abitazione, sarà raro riuscire a raggiungere il fattore di carico indicato.

Inoltre la rete di distribuzione del gas naturale, per come è progettata, fornisce una sorta di accumulo dal quale gli utenti possono prelevare nel momento stesso in cui ci sia necessità di potenza termica: questa caratteristica riduce notevolmente le ore di funzionamento continuo della macchina micro CHP.

Per aumentare il fattore di carico, una soluzione fattibile è quella costituita da una riduzione della potenza nominale dell'impianto in esame e dall'installazione di un serbatoio di accumulo.

Per quanto riguarda invece gli edifici lavorativi, chiusi il sabato e la domenica, oltre che di notte, si deve tenere conto di un fattore di carico ancor più basso rispetto a quello realizzabile nelle case. Da queste affermazioni si conclude che, nella fase attuale che riguarda le prime applicazioni, le installazioni convenienti della microgenerazione non consistono nel riscaldamento degli ambienti residenziali (salvo massicce produzioni di acqua calda sanitaria), ma piuttosto vertono su utenze commerciali, centri sportivi, ospedali, ricoveri, piscine e palestre.

Per ridurre le variazioni di carico giornaliero di un'utenza domestica basterebbe progettare gli edifici in modo energeticamente intelligente, soluzione che abbinata ad una corretta gestione degli impianti porterebbe ad avere un funzionamento più regolare e continuo di queste macchine e di conseguenza anche ad un maggior fattore di carico.

3 Applicazioni attuali sul mercato: motori a combustione interna, microturbine a gas, motori Stirling

3.1 Scenari tecnologici

Nel nostro paese, soprattutto negli ultimi anni, si è registrata una positiva diffusione di impianti di cogenerazione, ma si parla soprattutto di impianti di grandi dimensioni e taglie. Il potenziale italiano per quanto riguarda l'installazione di impianti al di sotto del MW è molto promettente ma per ora non concretamente sviluppato.

Alcuni studi che hanno analizzato la natura e i consumi degli utenti europei, riportano che il mercato potenziale sia costituito da circa 50 milioni di utenti, soprattutto in quei paesi dove si registrino inverni rigidi e lunghi. In questa categoria possono rientrare anche alcune zone dell'Italia del nord, dove le forti variazioni climatiche stagionali e giornaliere, indicate come negative per questi impianti nei precedenti paragrafi, sono generalmente meno evidenti.

Le tecnologie attualmente disponibili per la micro cogenerazione includono un'ampia varietà di opzioni impiantistiche. Non viene infatti considerato solamente il semplice motore a combustione interna, ma tecnologie molto più recenti e innovative, anche se non ancora tutte completamente mature a livello commerciale, soprattutto per quanto riguarda gli impianti da pochi kW, come i motori Stirling e le celle a combustibile.

I microgeneratori disponibili sono quindi suddivisibili sostanzialmente in quattro tipologie:

- motori a combustione interna, soprattutto alimentati a gas;
- motori Stirling;
- microturbine a gas;
- microgeneratori con celle a combustibile.

Questi micro impianti presentano rendimenti elettrici solitamente compresi tra il 15% e il 30%, e rendimenti complessivi nell'ordine dell'85-90%.

I costi sono molto variabili da macchina a macchina, e spesso anche la stessa macchina inserita in diverse applicazioni o contesti, può presentare una forte variabilità di prezzo. Di conseguenza non può essere fissato un prezzo univoco, valido per ogni tecnologia; raramente si trovano macchine in grado di scendere sotto i 1000 €/kW_{el}, cifra raggiunta unicamente dai motori a combustione interna in particolari applicazioni, ma anzi solitamente i costi sono da 2000 €/kW_{el} in su. I costi specifici chiaramente calano all'aumentare della taglia.

Un impianto micro CHP all'atto dell'installazione viene dotato di tutte le connessioni e interfacce in grado di far rendere al meglio il suo funzionamento: in particolare è previsto l'allacciamento alla rete elettrica per poter sia immettere che assorbire energia da essa e l'allacciamento al circuito termico dell'utenza.

Per quanto riguarda l'energia elettrica si ha un meccanismo che, grazie alle modalità con le quali è costruito, potrà dare una positiva spinta alla diffusione della microcogenerazione: si tratta del meccanismo dello scambio sul posto per gli impianti di cogenerazione ad alto rendimento fino a 200 kW_{el}. Questo meccanismo valorizza quindi l'energia elettrica ottenuta in cogenerazione ed immessa in rete.

Il servizio di scambio sul posto è previsto per legge, regolato dall'Autorità per l'energia e attuato dal GSE; esso consente di compensare la quantità di energia elettrica immessa in rete in una certa ora con quella prelevata dalla rete in un'ora diversa immettendo il surplus di energia prodotta nella rete elettrica stessa e prelevandola da essa nei momenti di picco di richiesta. La rete elettrica viene quindi utilizzata come una sorta di serbatoio di accumulo di energia.

Un vantaggio enorme di questa modalità di servizio è che non si è costretti a consumare l'energia elettrica nello stesso momento in cui essa viene prodotta.

Il servizio è stato inizialmente previsto dalla legge n. 133/99, per gli impianti alimentati da fonti rinnovabili di potenza elettrica non superiore a 20 kW. La legge n. 244/07 e il DM 18 dicembre 2008 hanno esteso poi lo scambio sul posto anche agli impianti di potenza superiore a 20 kW e fino a 200 kW entrati in esercizio dopo il 31 dicembre 2007.

L'accesso allo scambio sul posto è previsto sia per gli impianti alimentati a fonti fossili sia per quelli a fonti rinnovabili.

Per tutti i cogeneratori di potenza superiore ai 200 kW elettrici non è previsto l'accesso alla modalità dello scambio sul posto. Per questi impianti l'unica possibilità per valorizzare l'energia elettrica prodotta risulta quella della vendita alla rete, alle condizioni vantaggiose previste dal regime di "ritiro dedicato".

Una caratteristica che deve assolutamente essere presente per garantire un esercizio ottimale ma anche un buon livello di convenienza economica è quella che il motore venga installato presso quelle utenze domestiche che presentino la possibilità di un completo utilizzo, o di un accumulo sufficiente, per il calore prodotto. È in ogni caso indispensabile prevedere l'installazione di una caldaia integrativa in modo tale da soddisfare il fabbisogno dell'utenza anche nei casi di richiesta di picco superiore alla produzione del microcogeneratore.

La taglia idonea al soddisfacimento del fabbisogno di un'abitazione singola è di circa 1 kW elettrico, grazie alla quale è anche possibile garantire una macchina con dimensioni e pesi perfettamente adattabili a spazi e strutture domestiche.

Proprio a causa della sua natura, il microcogeneratore produce contemporaneamente calore ed energia elettrica, di conseguenza la configurazione d'impianto presso l'utenza deve essere completamente riprogettata rispetto alla soluzione tradizionale che prevede cioè la fornitura di energia elettrica del tutto indipendente dalla fornitura termica.

La tipologia di utenze costituita dai condomini è avvantaggiata rispetto alle abitazioni singole o agli appartamenti perché, essendo caratterizzata da un fabbisogno maggiore, richiede anche l'installazione di una macchina di taglia maggiore: all'aumentare della taglia non solo cresce l'efficienza ma diminuiscono anche i costi.

Un condominio, così come alcune utenze del terziario o industrie, è caratterizzato da un diagramma dei consumi, sia elettrici che termici, meno variabile rispetto a quello che caratterizza un'utenza domestica.

Il dimensionamento della macchina adatta sarà quindi più semplice e si avrà anche un funzionamento più regolare per essa: è grazie a questo funzionamento ottimale che si ottengono rendimenti maggiori.

L'installazione di cogeneratori nei condomini è tuttavia ancor oggi poco diffusa, poiché si verifica una condizione fortemente negativa e sconveniente nell'ottica della produzione energetica: è impensabile istituire un consorzio fra i condomini per l'autoconsumo dell'energia elettrica dove il microcogeneratore sia collegato all'utenza usi comuni del condominio. Questo fatto fa sì che i singoli residenti non possano utilizzare l'energia elettrica prodotta dalla macchina per gli usi domestici, ma debbano cedere ad ENEL la quasi totale produzione di elettricità, esclusa quella necessaria agli usi comuni del condominio.

Tuttavia, basandosi sui consumi di calore ed energia elettrica in questa tipologia di utenza, eliminando l'ostacolo burocratico appena riportato, si vede che l'installazione di microcogeneratori porterebbe a risultati energetici ed economici molto simili a quelli ottimi raggiunti per altre utenze come ospedali, piscine, alberghi già da anni fornite appunto da questi impianti.

Vantaggi conseguibili con installazioni micro CHP

Si possono considerare notevoli vantaggi derivanti dall'impiego di impianti micro CHP; i principali vengono riassunti di seguito:

- risparmio energetico ed economico, grazie ad un utilizzo più efficiente del combustibile (riduzione del consumo del 35-40%);
- interazione e scambio di energia con la rete elettrica;
- diminuzione della richiesta di energia elettrica alla rete, di conseguenza anche riduzione della necessità di installazione di nuove linee, a parità di prodotto finale comunque conseguito;
- garanzia di qualità, sicurezza e autonomia nella fornitura e approvvigionamento energetico;
- minori perdite di trasmissione e distribuzione dell'energia elettrica prodotta;
- bassissime o nulle perdite nella distribuzione del calore, visto che il calore stesso è utilizzato prevalentemente nel luogo di produzione; cambia la situazione se si considerano reti di teleriscaldamento, dove uno dei grandi problemi è proprio la difficoltà a limitare la dispersione termica;
- minori rischi di black-out e di sovraccarico per le reti ad alta tensione dovute alla minore richiesta di energia alla rete stessa;
- abbattimento delle emissioni inquinanti e di CO₂ in atmosfera (con una vasta diffusione della microgenerazione si potrebbe arrivare ad una riduzione anche di centinaia di migliaia di tonnellate);
- minore inquinamento termico, dato che si riduce il rilascio in atmosfera del calore che si sviluppa nei tradizionali processi produttivi;
- nessuna necessità di allestimento di grandi spazi per ospitare i micro impianti presso le utenze;
- minore necessità di costruire ulteriori grandi impianti di produzione, costosi e ingombranti;
- sostituzione di modalità di produzione e fornitura del calore meno efficienti e più inquinanti;
- possibile contributo alla creazione di nuovi posti di lavoro di elevata professionalità.

Limiti e rischi associati agli impianti micro CHP

Devono essere presi in considerazione anche i seguenti aspetti negativi:

- essendoci contemporaneità di produzione elettrica e termica, devono essere individuate utenze con questo contemporaneo fabbisogno, il che è tutt'altro che immediato;
- necessità della vicinanza tra il luogo di produzione e quello di utilizzo del calore, meglio se coincidenti;
- costi di investimento elevati;
- ancora limitata conoscenza di tale tecnologia e di conseguenza livello di sviluppo raggiunto non ancora massimo;
- rischio di scarso utilizzo del calore e del conseguente annullamento dei benefici cogenerativi;
- necessità di gestione e manutenzione non frequenti ma complesse, realizzabili unicamente da tecnici specializzati;
- ancora utilizzo prevalente di combustibili fossili.

3.2 Motori a combustione interna (MCI)

Costituiscono indubbiamente la tecnologia ad oggi più diffusa in ambito di microgenerazione, in quanto costituiscono la soluzione più matura dal punto di vista tecnologico, grazie all'evoluzione dai motori per applicazioni automobilistiche e anche grazie alla presenza più numerosa, rispetto alle altre tecnologie, di figure esperte in grado di fornire supporto agli utenti nell'installazione, utilizzo e manutenzione.

I motori a combustione interna possono essere raggruppati nelle seguenti categorie:

- motori ad accensione comandata, a ciclo otto, progettati inizialmente per il funzionamento a benzina ma più spesso soppiantati dalla stessa versione convertita ed adattata al gas naturale; sono motori di piccola taglia (15-30 kW) con un'elevata potenza specifica. La conversione a gas naturale non porta ad ottenere grossi aumenti di efficienza ma diminuisce la potenza massima di circa il 10-15%. Grazie alla produzione in notevole quantità, il loro costo è contenuto, anche se garantiscono un periodo di vita abbastanza ridotto (10000-15000 ore);
- motori ad accensione per compressione adattati a lavorare anche con combustibile gassoso. La potenza di questi motori arriva a 200 kW. La conversione in genere non comporta una riduzione della potenza massima;
- motori stazionari convertiti a motori a gas, oppure motori progettati direttamente come motori a gas. Si tratta di soluzioni di grandi dimensioni, costruite per applicazioni marine o industriali, con una potenza che può raggiungere anche i 10 MW. La loro robustezza da un lato comporta un aumento dei costi iniziali, ma dall'altro garantisce anche un ciclo di vita superiore (15-20 anni); solamente alcuni esemplari di questa categoria sono motori a due tempi, al contrario quelli appartenenti alle altre categorie sono sempre a quattro tempi;
- motori stazionari a ciclo diesel, funzionanti sia a gasolio sia a gas naturale; questa categoria di motori, chiamata dual-fuel, presenta il vantaggio di poter funzionare con doppio combustibile, gasolio e gas naturale insieme. Sono motori diesel con taglie fino a 6 MW, dove il combustibile primario è il gas naturale (90% del totale circa) e il gasolio (ovvero il rimanente 10%) serve ad innescare la combustione.

Le taglie maggiormente presenti sul mercato sono sicuramente quelle più grosse: solitamente le più diffuse si attestano infatti attorno ai 10 MW, una taglia molto frequente risulta anche quella attorno al MW di potenza, ma per l'appunto si spingono anche fino a taglie molto piccole, attorno a pochi kW. I cicli Diesel sopra i 200 kW sono tutti sovralimentati per aumentare la potenza prodotta.

I rendimenti di questi motori variano molto in base alla taglia e alla tipologia che si considera: i motori a ciclo Otto sono caratterizzati da rendimenti elettrici che vanno da un minimo del 25% per le taglie più piccole, a valori superiori anche al 35% per taglie attorno ai 300 kW e superiori al 38% per taglie attorno a qualche MW. Il rendimento termico si mantiene attorno al 50%-55% per tutte le taglie. I motori a ciclo Diesel hanno invece rendimenti solitamente più elevati: già per piccole taglie superano il 30%, per arrivare al 38% già in alcune versioni da 200 kW e superare il 40% nelle taglie sopra al MW; per quanto riguarda invece i rendimenti termici si riscontra che sono inferiori rispetto ai rendimenti termici della tipologia a ciclo Otto, di circa 5-10 punti percentuali.

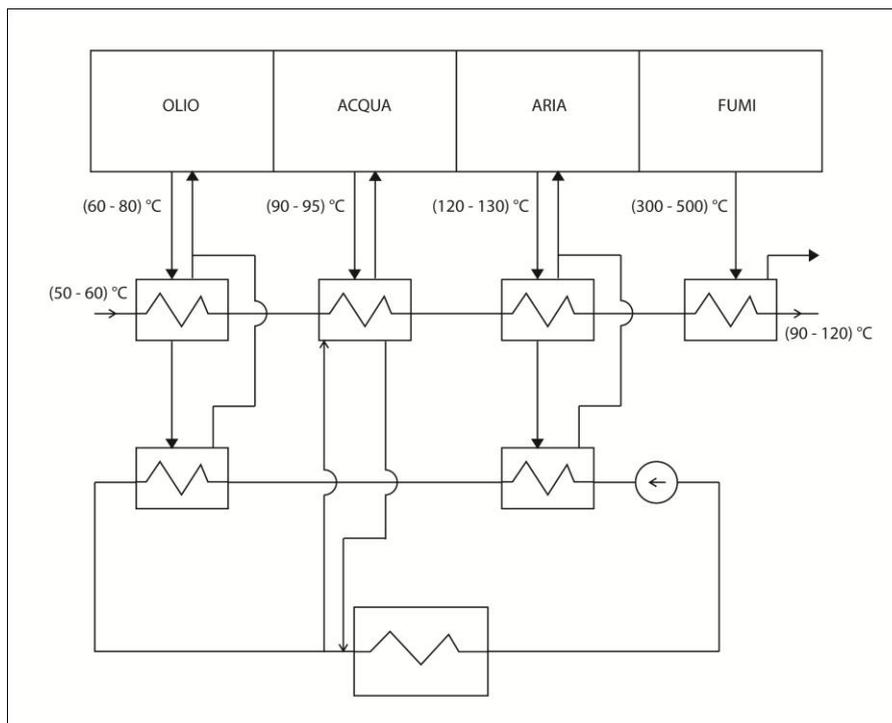


Figura 5: rappresentazione schematica degli scambi termici in un motore a combustione interna

Le sorgenti di calore che vengono sfruttate a scopo cogenerativo sono le seguenti:

- l'olio lubrificante;
- l'acqua di raffreddamento;
- l'aria raffreddata nell'intercooler;
- i fumi di scarico.

Dallo schema sopra riportato si riesce ad individuare una precisa disposizione degli scambiatori di calore, messi in quest'ordine per uno sfruttamento del calore in cascata, cominciando dalla sorgente a temperatura più bassa e arrivando a quella a temperatura più elevata. L'olio lubrificante del motore sarà infatti ad una temperatura di circa 60-80°C, l'acqua di raffreddamento a 90-95°C, l'aria all'uscita dal compressore 120-130°C, mentre i fumi sono molto caldi, fino anche a 300-500°C.

Per evitare la formazione di condensa corrosiva con i combustibili contenenti zolfo, la temperatura minima dei fumi di scarico all'uscita dallo scambiatore deve essere non inferiore a 160-170°C, mentre per i combustibili privi di zolfo la temperatura può scendere anche a 90-100°C.

Per aumentare la potenza prodotta, soprattutto nei motori di grandi dimensioni, viene introdotta anche la sovralimentazione; questa soluzione non è assolutamente banale dal punto di vista progettuale e conferisce caratteristiche del tutto diverse rispetto alla configurazione che ne è priva: per realizzare cioè una sovralimentazione efficace viene utilizzato spesso un piccolo turbocompressore, grazie al quale è appunto possibile comprimere l'aria di alimentazione del motore. La temperatura dell'aria all'uscita dal compressore, essendo come detto di circa 120-130 °C, presenta una bassa densità, caratteristica non ottimale per la sovralimentazione: per essere efficace essa deve avvenire con aria più fredda; per ottenere quindi aria a temperatura inferiore si inserisce un intercooler tra il compressore e l'ambiente di aspirazione del motore.

Se si utilizza l'intercooler si ottiene quindi aria a due livelli di temperatura: a bassa temperatura cioè a circa 45-50°C, e a temperatura più alta ovvero attorno a circa 90°C.

Una delle peculiarità degli MCI è proprio quella di fornire il prodotto termico a temperature molto diverse le une dalle altre, permettendo di soddisfare i fabbisogni più differenti; è chiaro però che, riuscendo ad utilizzare aria ad alta temperatura, si raggiunge il notevole vantaggio di un consistente incremento del rendimento termico dell'impianto.

Dal punto di vista cogenerativo, si riesce ad ottenere in uscita il prodotto termico, più spesso costituito da acqua calda, ad una temperatura variabile tra i 90°C e i 120°C, avendo in ingresso alla macchina dell'acqua ad una temperatura iniziale di 50-60°C: questo indica che non tutto il contenuto energetico dei fumi è sfruttato, ma che una parte purtroppo viene dissipata.

Il fatto che questi motori vengano usati anche a scopo cogenerativo non implica che ci sia un'influenza negativa sul loro funzionamento, in quanto nella fase di recupero del calore non si stravolge quello che è il normale esercizio del motore, ma semplicemente si recupera calore che altrimenti andrebbe totalmente sprecato o che comunque si sarebbe dovuto smaltire, ovvero il calore dei fumi.

Se si ha una richiesta termica da parte dell'utente che risulta inferiore rispetto alla capacità produttiva sulla quale è stato dimensionato il motore, allora per raffreddare comunque fino alla temperatura corretta per il funzionamento ottimale dell'applicazione, viene utilizzato il classico sistema di raffreddamento di queste macchine: l'acqua di raffreddamento è fatta circolare in due scambiatori dove viene a contatto con l'olio lubrificante e con l'aria di sovralimentazione, raffreddandoli. Se invece si suppone che la richiesta termica da parte dell'utente sia più o meno costante, allora non è necessario raffreddare l'aria di sovralimentazione ed è quindi possibile eliminare uno scambiatore.

Il maggiore punto di forza di questa tecnologia è rappresentato dall'alta flessibilità, caratteristica che rende questi motori i candidati ottimali per il soddisfacimento delle utenze con richiesta molto variabile, prima fra tutte l'utenza domestica. Deve essere sottolineato che questo importante pregio è ovviamente tanto più evidente quanto maggiore è la taglia dell'impianto: le macchine di taglia più piccola, rimanendo nel range della microcogenerazione, sono nettamente più flessibili delle microturbine a gas e dei motori Stirling, ma indubbiamente più rigide rispetto agli MCI di taglia maggiore. Gli MCI garantiscono alte prestazioni e alti rendimenti anche lavorando in condizioni lontane da quelle nominali: riescono a mantenere un'efficienza pari all'85-90% di quella nominale anche al 50% del carico.

Solitamente questi motori sono a numero di giri di rotazione fisso poiché sono direttamente collegati al generatore elettrico; ma è importante sottolineare che, grazie ad un brevetto italiano si sono potuti superare i limiti del funzionamento a punto fisso grazie all'utilizzo di un sistema ad inverter, conseguendo un funzionamento anche a numero di giri variabili.

Il punto a sfavore di questo tipo di applicazione è purtroppo l'inquinamento: questo, pur lavorando gli MCI soprattutto a gas naturale, è ben più elevato di quello delle microturbine a gas.

Le temperature di funzionamento variano molto a seconda della fase di lavoro in cui ci si trova: è molto difficile intervenire su queste temperature per controllarle, anche in virtù del fatto che la combustione che avviene è rapidissima; di conseguenza si fa anche un'enorme fatica a controllare la temperatura di fiamma e quindi a mantenere bassi gli inquinanti, il CO e gli NO_x (questi ultimi risultano essere attorno a 100 ppm).

Nonostante le emissioni di questi inquinanti siano consistenti, comunque con lievi accorgimenti si riesce a mantenerli al di sotto dei limiti di legge, senza aver bisogno di grossi sistemi di abbattimento oltre a quelli normalmente già installati, di progetto, sul motore.

Solamente in alcuni luoghi, particolarmente inquinati, e che quindi hanno introdotto limiti più severi per migliorare la situazione ambientale (come ad esempio in Lombardia), allora può essere necessaria l'introduzione di ulteriori filtri e sistemi di abbattimento.

Proprio grazie al fatto che si tratta di una tecnologia matura, i costi di queste macchine non sono troppo alti, circa di 1000 €/kW installato; per quanto riguarda la manutenzione, come

detto precedentemente, è abbastanza semplice, ma anche frequente, soprattutto quella dell'olio lubrificante, che ha un costo di circa 1c€/kWh prodotto.

Gli sforzi della ricerca sui motori alternativi a combustione interna sono concentrati verso soluzioni che permettano di raggiungere rendimenti maggiori, grazie anche attraverso la tecnica di stratificazione della carica e l'iniezione diretta del combustibile (GDI, Gasoline Direct Injection), e che permettano una riduzione degli NO_x tramite l'utilizzo di convertitori de-NO_x, che sembra possano conferire notevoli contributi nel rientro delle emissioni al di sotto dei valori soglia indicati dalle normative, oggi sempre più severe in materia.

3.2.1 TOTEM di Fiat

Il Totem, acronimo di Total Energy Module, è la prima macchina cogenerativa in Italia, progettata nel 1973 dall'ingegnere Mario Palazzetti, presso il Centro Ricerche Fiat e sviluppata in Fiat Auto dal Progetto Totem diretto dal Dr. F. Dal Bo, sotto la direzione tecnica dell'ingegnere Francesco Paolo Ausiello.

Sin da subito l'interesse verso questa tecnologia si concretizzava nella ricerca di un apparato in grado di arrivare ad una produzione, elettrica e termica, con rendimenti soddisfacenti.

Questa macchina utilizzava il motore di una Fiat 127, di 903 cc, modificato per poter essere utilizzato anche con combustibili diversi rispetto al progetto originale, ovvero gas naturale e biogas. Il motore azionava un alternatore di 15 kW che produceva l'output elettrico.

La progettazione aveva raggiunto alti livelli di precisione e di conseguenza consentiva di raggiungere valori molto alti per il recupero dell'energia, rispetto alle applicazioni simili; infatti si poteva arrivare ad avere un recupero anche del 92-93% dell'energia contenuta nel combustibile.

Questa innovativa applicazione, visti anche la sua taglia e ingombri, era stata progettata per essere modulare, facilitando la possibilità di installazione di molteplici unità connesse e controllate elettronicamente.

Dal lato strettamente più tecnico, un singolo modulo del Totem era caratterizzato da una potenza elettrica di 15 kW e una potenza termica capace di coprire il fabbisogno di un paio di appartamenti.

La Fiat, dimostrando sin da subito di non puntare sull'enorme potenzialità di questo progetto, produsse il Totem in ridotte quantità fino al 1985 e inoltre lo utilizzò in applicazioni raramente in grado di sfruttare al massimo il reale potenziale di questa macchina.

In realtà il Totem stesso all'epoca aveva introdotto enormi novità, come la prima accensione elettronica, un particolare inverter fatto progettare appositamente per questa applicazione all'MIT e un nuovo sistema di protezione in parallelo con la rete. In quegli anni aveva avuto un buon successo nel settore ospedaliero ed alberghiero e in paesi come Olanda e Germania, anche se la diffusione fu comunque al di sotto delle aspettative.

La prima versione modificata, in grado di sfruttare come fonte energetica primaria il biogas, si diffuse in correlazione con i primi impianti di produzione del biogas da rifiuti zootecnici. Nonostante le cattive premesse, vennero prodotti qualche migliaio di esemplari, ma pochi di questi vennero installati nel nostro paese: si diffusero soprattutto nel nord Europa e grazie ad installazioni sperimentali anche a New York.

Dal 1986 i diversi proprietari del brevetto non mostrarono alcuna intenzione di puntare su questa macchina, e di conseguenza pian piano ne venne abbandonato il progetto.

Il Totem, in qualche esemplare, è stato installato da aziende municipalizzate, come ad esempio dal comune di Vicenza. In questa città, dopo più di trent'anni, le macchine sono ancora in funzione.

Sono stati però i tedeschi di Volkswagen negli ultimi anni a riprendere e sviluppare le enormi potenzialità di quest'ottima applicazione.

L'idea su cui puntano Volkswagen e l'operatore energetico LichtBlick, iniziata a partire dal 2009 e che ora sta entrando in una nuova fase di sviluppo, è chiamata "ZuhauseKraftwerke"

(ovvero centrale elettrica a casa); si tratta di un progetto basato su microgeneratori a gas, sviluppati a partire dai motori dei modelli automobilistici, che si vogliono installare ad Amburgo, creando una sorta di mini rete di generazione da 2000 MW, per un totale di circa centomila unità.

La caratteristica innovativa del progetto tedesco sta proprio nell'integrazione dell'applicazione microgenerativa in una smart grid; essa infatti è predisposta per essere integrata in una rete informatica all'avanguardia, e di recente è stato sviluppato un software, SchwarmDirigent, con lo scopo di coordinare migliaia di microgeneratori rispondendo ai bisogni della rete e delle utenze domestiche presso cui sono installati.

Il "ZuhauseKraftwerke" è stato integralmente sviluppato a partire proprio dal "Totem" della Fiat.

Oggi le potenzialità di un prodotto come il Totem sarebbero sicuramente maggiori grazie al livello di maturità tecnologico raggiunto per alcuni componenti.

Recentemente il Centro Ricerche Fiat ha presentato una nuova versione del progetto Totem, con una potenza elettrica maggiore rispetto al predecessore, pari a 120 kW, e a velocità variabile.

Attualmente esistono anche sistemi più avanzati, frutto di studi più recenti, come ad esempio il Tandem, sviluppato da AsjaGen di Torino.

3.2.2 TANDEM di AsjaGen

Asja Ambiente Italia negli ultimi anni ha acquisito Energia Nova, società piemontese attiva dal 2003 nella progettazione e produzione di sistemi di microgenerazione. Ne è nata AsjaGen, che sin dall'inizio della sua attività ha rivolto le proprie attenzioni allo studio e produzione di Tandem.

Quest'ultimo, acronimo di Thermal and Electrical Machine, è un microgeneratore prodotto e sviluppato interamente in Italia.

Il Tandem soddisfa le utenze che vogliono conseguire una produzione autonoma di energia elettrica e calore, e come aspetto e ingombro è del tutto simile ad una tradizionale caldaia. Esso è composto da un motore a combustione interna, progettato per fornire le migliori prestazioni se alimentato a gas naturale ed accoppiato ad un alternatore per la produzione di energia elettrica. Esso può anche essere adattato per funzionare con Gpl o biogas.

Il calore viene recuperato da un sistema di scambiatori di calore appositamente progettato e brevettato da AsjaGen, dai fumi di scarico, dall'olio lubrificante e dall'acqua di raffreddamento.

Grazie all'alto livello tecnologico raggiunto, il rendimento globale della macchina con taglia di 20 kW elettrici e circa 48 kW termici, raggiunge il 97%, rendendola una delle migliori macchine al mondo in questa categoria.

AsjaGen quindi non solo punta sulla produzione di energia pulita da fonti rinnovabili, ma è consapevole che è altrettanto indispensabile riuscire a proporre sul mercato tecnologie che risparmino energia, facendo dell'efficienza energetica il loro punto di forza.



Figura 6: Tandem (fonte: brochure_asjaGen.pdf, AsjaGen)

La gamma Tandem prevede 5 modelli, in base alle necessità energetiche delle diverse applicazioni:

	Potenza elettrica nominale	Potenza termica nominale
TANDEM T10	10 kW	22 kW
TANDEM T20	19,9 kW	47,5 kW
TANDEM T25	25 kW	62 kW
TANDEM T35	35 kW	77 kW
TANDEM T45	45 kW	86 kW

Tabella 1: gamma Tandem (fonte: brochure_asjaGen.pdf, AsjaGen)

VERSIONE		T10	T20	T25	T35	T45
POTENZA @ aria 25°C, alimentazione metano a 20 mbar, GPL a 20 mbar						
Potenza elettrica nominale	kW	10,0	19,9	25,0	35,0	45,0
Potenza termica nominale *	kW	22,0	47,5	62,0	77,0	86,0
Rendimento elettrico η	%	30,3	28,1	26,0	28,0	28,3
Rendimento termico η	%	66,7	66,7	64,4	61,5	54,1
Rendimento totale η	%	97,0	94,8	90,4	89,5	82,4
Metano (CH ₄) G20	Nm ³ /h	≈ 3,5	≈ 7,4	≈ 10,0	≈ 13,0	≈ 16,5

* Riferito al funzionamento con acqua senza additivi anticongelanti.

VERSIONE		T10	T20	T25	T35	T45
CIRCUITO IDRAULICO						
Massima temperatura acqua in ingresso	°C	74			73	
Massima temperatura acqua in uscita	°C	85				
Portata nominale acqua	l/h	2.500	4.000	5.800	6.000	7.200
Max pressione di esercizio	kPa	250				
Perdita di carico massima	kPa	90	130		160	

VERSIONE		T10	T20	T25	T35	T45
CONDIZIONI DI LAVORO						
Temperatura ambiente	°C	0 ÷ 40				
Umidità relativa	%	0 ÷ 75				
Emissioni acustiche Lp @ a distanza di 1 metro in campo libero	dB(A)	65				
Emissioni allo scarico						
NOx corretto a 5% O ₂ *	mg/Nm ³	≤ 50				
CO corretto a 5% O ₂ *	mg/Nm ³	≤ 50				
Temperatura fumi	°C	70	75			
Alternatore asincrono trifase						
Potenza nominale	kW	11	22	30	37	55
Frequenza	Hz	50				
Tensione nominale	V	400				
Poli		4	2	4	2	
Resistenza di fase statorica **	[ohm]	0,948	0,275	0,277	0,138	0,0820
Reattanza di fase statorica **	[ohm]	3,1	1,32	1,05	0,83	0,48
Corrente di cc.	A	123,54	281,52	334,8	444,5	711
Classe		F				
Classe di efficienza		IE2				
Tolleranza dati tecnici ***						
Tolleranza consumo combustibile		+/- 5%				
Tolleranza energia termica prodotta		+/- 6%				
Tolleranza emissioni acustiche		+/- 5%				

* Le emissioni sono inferiori ai limiti previsti dalla normativa della Regione Lombardia DGR n. VII-6501 del 2001 e s.m.i.

** In funzione delle caratteristiche del gas, della tipologia di installazione e delle condizioni ambientali.

*** In funzione delle caratteristiche del gas, della tipologia di installazione e delle condizioni ambientali.

Dati e caratteristiche sono soggetti a variazioni per ragioni tecniche e/o di produzione.

Tabelle 2, 3, 4: caratteristiche tecniche della gamma Tandem (Fonte: scheda_tecnica.pdf dal sito AsjaGen)

La scelta del Tandem è sicuramente da consigliare per le seguenti ottime caratteristiche:

1. Esso è disponibile in un'ampia gamma di taglie diverse, consentendo di soddisfare quindi ogni fabbisogno energetico.
2. E' molto versatile sia nella generazione dell'energia, sia nell'occupazione degli spazi, nel senso che può essere installato quasi ovunque poiché non necessita né di ampie metrature né di disposizioni ottimali.
3. AsjaGen offre un'assistenza completa, e supporta il cliente in ogni fase: dalla scelta del modello più adatto alle proprie esigenze, alla corretta installazione per permettere il funzionamento ottimale della macchina, fino anche all'adempimento degli iter burocratici e amministrativi per usufruire degli sgravi fiscali.
Inoltre una rete molto estesa di assistenza consente interventi di manutenzione molto rapidi e tempestivi.

4. Permette una notevole diminuzione delle emissioni rispetto a macchine della stessa tipologia, dimezzando la quantità di CO₂ e polveri sottili emesse.
5. Risulta essere una tecnologia completamente italiana, essendo nata dall'idea del Totem Fiat e sfruttando esclusivamente motori italiani.
6. Permette un notevole miglioramento nello sfruttamento dell'energia contenuta nel gas naturale rispetto all'utilizzo della tradizionale caldaia a gas, e di conseguenza si possono conseguire anche notevoli risparmi in bolletta e un aumento del comfort.
7. Dal punto di vista dell'investimento iniziale, grazie al tempo di vita molto lungo e ai costi di manutenzione molto contenuti, i tempi di ritorno economico sono molto brevi, mediamente attorno ai 2 o 3 anni.

Le utenze principali per cui il Tandem risulta particolarmente adatto sono costituite da alberghi, villaggi turistici, campeggi, piscine, spa, stabilimenti termali, ristoranti, mense, caseifici, pastifici, aziende agricole, cliniche, piccoli ospedali, case di riposo, condomini, residence, ville, abitazioni, scuole, caserme, uffici, supermercati, shopping center.

Come esempio si può prendere in considerazione la tipologia di utenze rappresentate dal ristorante, secondo dati raccolti nel settembre 2013:

Costo dell'energia elettrica	190 €/MWh
Costo del gas naturale	0,47 €/smc
Microgeneratore impiegato	T20
Ore di funzionamento	2700 ore/anno
Risparmio medio in bolletta elettrica in presenza di autoconsumo	10000 €/anno

Tabella 5: esempio di applicazione con un microgeneratore AsjaGen (fonte: AsjaGen)

3.2.3 DACHS di SenerTec

SenerTec, parte del gruppo BDR Thermea e leader europeo nel settore della microgenerazione, ha dato vita ad un prodotto di tecnologia avanzata: il Dachs.

Esso è un motore a combustione interna che nasce già accoppiato ad un generatore elettrico asincrono ad alta efficienza e raffreddato ad acqua, in grado di produrre energia elettrica e calore conseguendo una cogenerazione ad alto rendimento, e grazie ad un sistema di scambiatori recupera integralmente il calore prodotto, rendendolo disponibile sotto forma di acqua calda a 80°C.

La sua potenza elettrica varia con la versione offerta ed è compresa tra 5,0 e 5,5 kW, mentre la potenza termica varia da 10,5 fino a 14,8 kW.

L'involucro esterno di cui è costituito riduce drasticamente l'emissione di rumore e del calore.

L'avviamento e l'arresto dell'unità sono comandati direttamente dal fabbisogno termico dell'utenza. Il controllo dell'intera macchina è affidato ad un microprocessore integrato, che regola e monitora gli organi interni, il circuito di alimentazione del combustibile, la produzione del calore e lo scambio con la rete elettrica.

Per quanto riguarda lo scarico dei fumi, i gas possono essere convogliati senza sovrappressione nello scarico fumi della caldaia principale tramite un semplice adattatore, oppure in alternativa convogliati direttamente a camino. La temperatura dei gas in uscita dal microgeneratore è di circa 140-160°C; per ottenere una temperatura ancora minore è prevista anche l'adozione di uno scambiatore di calore addizionale, che se sfruttato, consente di raggiungere un rendimento anche del 100%, in funzione ovviamente delle condizioni di installazione e utilizzo (riferendosi chiaramente al PCI).

La modalità di funzionamento del motore a miscela magra porta anche a ridotte emissioni di NO_x. Il catalizzatore ossidante abbate il monossido di carbonio e gli idrocarburi incombusti. La versione a gasolio invece è progettata con un filtro anti-particolato, garantendo comunque un bassissimo impatto ambientale. I combustibili utilizzati sono gas naturale, propano e gasolio da riscaldamento.

La vita del motore consiste in circa 80000 ore di funzionamento. Raggiunte le 80000 ore in ogni caso la macchina nel suo complesso non è assolutamente da sostituire, ma anzi si procede solamente alla sostituzione del gruppo termico e l'unità è rimessa immediatamente in funzione.

All'utente viene fornito un programma con le manutenzioni programmate e viene comunque avvisato 300 ore prima della data in oggetto, in modo da poter programmare l'intervento in anticipo.

Una grande innovazione è rappresentata dalla possibilità del telecontrollo: grazie a DachsWeb l'unità viene progettata anche con un modem, garantendo una connessione in tempo reale e permettendo l'accesso a tutte le sue funzionalità da remoto. Qualora il cogeneratore dovesse avere un qualsiasi problema, grazie proprio a questo sistema di controllo, l'assistenza tecnica è informata in tempo reale garantendo così un rapido e puntuale intervento.

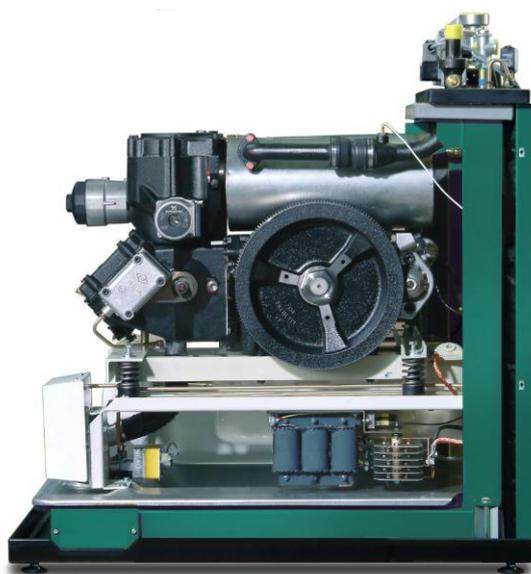


Figura 7: microgeneratore Dachs (fonte: SenerTec, Dachs_MicroCHP.pdf)

L'installazione ideale per il prodotto Dachs è l'ambito civile, caratterizzato però da una richiesta elevata di acqua calda per buona parte dell'anno. Affinché l'utente possa conseguire il massimo vantaggio dall'utilizzo del microgeneratore devono essere soddisfatte le seguenti condizioni:

- il fabbisogno di acqua calda sanitaria deve essere elevato, ovvero maggiore di 3 m³ al giorno, e/o esserci una richiesta termica continua anche d'estate, seppure di potenza modesta (ad esempio scambiatori per piscine, post riscaldamento per unità di trattamento dell'aria);
- elevati fabbisogni elettrici;
- lo spazio disponibile per l'installazione della macchina e dell'eventuale sistema di accumulo inerziale necessario per ottenere il massimo rendimento, deve essere almeno di 2 m * 3 m, possibilmente in locale termico;

- è necessario un sistema di scarico dei fumi e grazie all'adozione della tecnica della condensazione dei fumi è possibile l'impiego di tubi in plastica.

Si possono riportare alcuni esempi che descrivono la situazione per diverse utenze:

ESEMPIO 1

Albergo con centro benessere, aperto tutto l'anno

Costo gas: 0,50 €/m ³	Risparmio orario: 0,67 €/h	RISPARMIO:
Costo elettricità: 0,16 €/kWh	Ore motore: 7000 h	4.690 €/anno

ESEMPIO 2

Ristorante/trattoria con elevati fabbisogni di acqua calda

Costo gas: 0,50 €/m ³	Risparmio orario: 0,89 €/h	RISPARMIO:
Costo elettricità: 0,20 €/kWh	Ore motore: 5000 h	4.450 €/anno

ESEMPIO 3

Villa privata con piscina riscaldata

Costo gas: 0,90 €/m ³	Risparmio orario: 1,32 €/h	RISPARMIO:
Costo elettricità: 0,30 €/kWh	Ore motore: 4000 h	5.280 €/anno

Tabella 6: esempi di applicazioni con microgeneratore Dachs (fonte: SenerTec, Dachs_MicroCHP.pdf)

Altri importanti motivi che possono spingere il cliente verso la scelta dell'installazione del Dachs sono ad esempio dati dai seguenti aspetti:

- l'edificio in cui viene installato consegue una classe energetica più alta;
- possibilità di usufruire di un quadro di regolazione per la gestione di più unità in cascata via bus, con avviamento in sequenza in base alla richiesta termica dell'utenza, e possibilità di rotazione nel funzionamento dei motori, per intervallare la manutenzione;
- accesso alla detrazione fiscale grazie al conseguimento di una maggiore efficienza energetica;
- accesso al fondo rotativo di Kyoto, ovvero un finanziamento agevolato con tasso dello 0,5% in 6 anni, fino a 16500 € per ogni unità Dachs;
- regolazione molto precisa ed efficace grazie ad un sistema integrato installato su ciascuna unità: questo strumento permette di inseguire il carico termico mediante una serie di sonde di temperatura posizionate sull'impianto;
- grazie all'esperienza acquisita l'utente può contare su ridotti tempi di progetto, montaggio e avviamento dell'impianto.

Prestazioni Dachs SE

Dachs G/F

Potenza elettrica:	5,5 kW - (5,0) ¹⁾
Potenza termica:	12,5 kW - (12,3) ¹⁾
con condensatore fumi:	14,8 kW - (14,6) ¹⁾
Combustibile:	gas naturale, propano (95%min.)
Scarico fumi:	DN80 T120°C (PPS) Possibile scarico DN125 comune a due Dachs

Accumulatore SE750

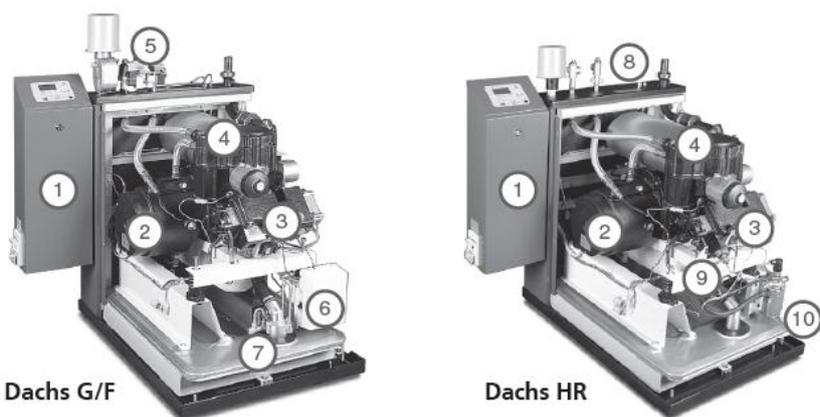
Contenuto:	750 Lt.
Max pressione esercizio:	3 bar
Max temperatura esercizio:	95°C
Isolamento:	100 mm
Dimensioni:	senza (con) isolamento
diametro:	750 (950) mm
altezza:	1760 (1920) mm
dimensione minima per il ribaltamento:	2000 mm
Attacchi:	resistore elettrico, circuiti riscaldamento, modulo per acqua calda sanitaria o boiler esterno, caldaia d'integrazione

Modulo per acqua calda sanitaria SE30

Modalità di produzione:	scambiatore a piastre in acciaio inox; pompa di ricircolo integrata
Potenza nominale:	ca. 70 KW
Portata max @ ca. 45°C:	30 Lt./min

¹⁾ in parentesi i dati della versione Low NOx

Tabella 7: prestazioni del Dachs (fonte SenerTec, Sistema Dachs SE)



Dachs

- 1: Unità di regolazione e controllo MSR 2
- 2: Generatore
- 3: Motore endotermico
- 4: Scambiatore fumi/silenziatore

Dachs G/F:

- 5: Rampa gas
- 6: Accensione elettronica
- 7: Regolatore portata gas

Dachs HR:

- 8: Alimentazione/ricircolo combustibile
- 9: Iniezione combustibile
- 10: Pompa e filtro combustibile

Figura 8: prodotti della gamma Dachs (fonte: SenerTec, Dati Tecnici Dachs)

Un esempio lampante dell'efficienza e dei vantaggi raggiungibili grazie all'utilizzo di Dachs è rappresentato dall'azienda Opera srl di Modena che lavora a pieno regime soddisfacendo i benefici di energia elettrica e calore del reparto produttivo di 3500 m², il laboratorio prove, l'area commerciale, gli uffici e lo showroom grazie a tre microgeneratori Dachs:

Ricavi d'esercizio	
Acquisto evitato Combustibile in caldaia	14.386 €/anno
Acquisto evitato Eletticità autoconsumata	9.450 €/anno
Ricavo da elettricità ceduta in rete	2.181 €/anno
Incentivazione CAR	1.305 €/anno
TOTALE	27.321 €/anno
Costi d'esercizio	
Combustibile Cogeneratori	8.294 €/anno
Costo manutenzione	2.702 €/anno
TOTALE	10.996 €/anno
Risparmio annuo sui costi energetici	16.324 €
Proiezione risparmio in 10 anni *	208.290 €
* Ipotizzando un aumento medio dei costi di combustibile, energia elettrica e manutenzione del 4%.	

Tabella 8: analisi dei benefici economici dell'azienda Opera srl (fonte: SenerTec, Brochure Dachs Commercial)

3.3 Microturbine a gas (MTG)

Questa tipologia di applicazione micro CHP è molto più recente rispetto a quelle con motori a combustione interna, essendo una tecnologia nata e significativamente sviluppata solamente attorno agli anni 2000.

Le microturbine sono sicuramente più complesse rispetto ai motori a combustione interna, di conseguenza hanno anche bisogno di manodopera più esperta.

Il punto più critico di questa tecnologia è rappresentato dal costo: esse sono più costose rispetto a motori a combustione interna di pari taglia. Il prezzo si aggira infatti attorno ai 2000-3000 €/kW; tuttavia i produttori si stanno adoperando per livellare i costi cercando di arrivare nei prossimi anni a renderli più competitivi: si spera di riuscire a raggiungere in breve tempo la soglia dei 1000 €/kW.

Le macchine di taglia via via decrescente rispetto ai turbogas di grandi dimensioni riportano purtroppo anche prestazioni decrescenti, rendimenti penalizzati e costi specifici crescenti, che portano ad avere un costo del kWh prodotto raramente competitivo con quello dei motori a combustione interna.

Le applicazioni con microturbina più diffuse presentano taglie al di sotto del MW, con valori più frequenti che possono variare da 28 kW a 100-250 kW. Queste macchine di potenza inferiore, per non essere completamente fuori mercato a causa dell'eccessivo decadimento delle prestazioni rispetto a quelle più grandi, devono per forza essere completamente ripensate dal punto di vista progettuale.

Il ciclo termodinamico presenta delle differenze rispetto al ciclo delle macchine più grandi: si può notare come fino al MW di potenza le macchine siano del tutto simili a quelle di taglia maggiore, solamente in scala ridotta, mentre al di sotto del MW di potenza le differenze si facciano più marcate.

Queste macchine trovano il loro punto di forza, sfruttato anche a scopo cogenerativo, nell'utilizzo di un ciclo rigenerativo associato a turbomacchine radiali, molto più soddisfacenti delle macchine assiali nelle applicazioni di piccola taglia: risultano infatti più economiche e di migliori prestazioni. Le macchine assiali invece risultano maggiormente utilizzate nelle applicazioni industriali, di taglia maggiore, ovvero nei turbogas.

In particolare le differenze più sostanziali possono essere considerate due:

- essendo macchine di taglia molto piccola è richiesto che siano anche macchine compatte, di conseguenza non è conveniente utilizzare compressori o turbine a molti stadi, anzi solitamente si usano componenti ad un unico stadio; in questo modo si può raggiungere un rapporto di compressione che è al massimo di 4 o 6, tipico appunto delle macchine radiali. Il compressore è centrifugo e la turbina è radiale e centripeta; queste turbomacchine a flusso radiale possono trattare i piccolissimi volumi dei flussi d'aria e dei prodotti della combustione con un'efficacia molto maggiore, e con una costruzione molto più semplice rispetto alle macchine a flusso assiale.

Se venissero utilizzate turbomacchine assiali si otterrebbe un'altezza delle pale troppo esigua per essere praticamente realizzabile o tecnicamente efficiente.

Solitamente le grosse macchine assiali sono tipicamente più efficienti dei componenti radiali ma, con le taglie tipiche delle microturbine, le macchine a flusso radiale offrono una minore superficie e minori perdite di parete portando ad una maggiore efficienza; solitamente inoltre i componenti radiali costano meno di quelli assiali.

Sopra la taglia di 1 MW le macchine sono solitamente tutte assiali, con rapporto di compressione pari a 1 o 2 per stadio.

- Queste micro macchine non sono raffreddate, come invece accade per quelle di taglia maggiore, perché sono troppo piccole e introdurre un sistema di

raffreddamento opportuno renderebbe molto difficoltosa la progettazione e la costruzione delle palette. Questo vuol dire che la massima temperatura raggiunta nel ciclo da queste micro macchine non può certo essere pari a quella raggiunta dalle turbine a gas tradizionali. La temperatura massima raggiunta con le microturbine è di circa 950°C.

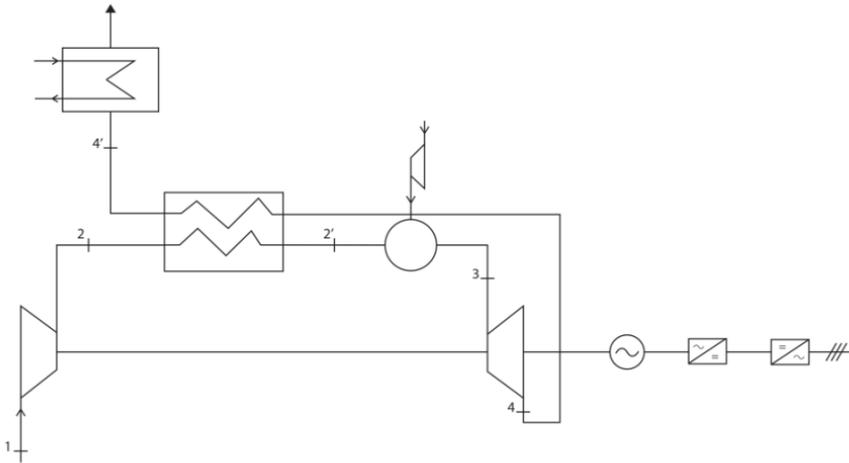


Figura 9: rappresentazione schematica di una microturbina a gas in assetto cogenerativo

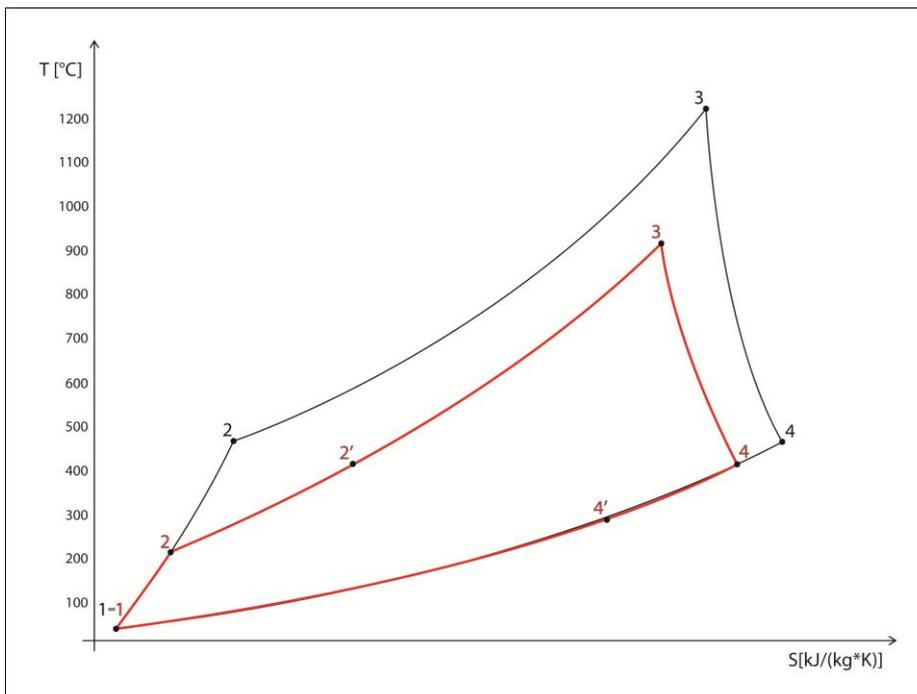


Figura 10: diagramma di ciclo con confronto tra turbine a gas di grande taglia (in nero) e microturbine a gas (in rosso)

I processi che descrivono il funzionamento delle microturbine sono i seguenti:

- l'aria in ingresso viene compressa in un compressore radiale centrifugo;
- quest'aria, dopo essere stata compressa, viene preriscaldata in un recuperatore, utilizzando il calore dei gas esausti in uscita dalla turbina;
- l'aria così preriscaldata viene miscelata con il combustibile all'interno di un combustore, dove avviene la successiva combustione con il raggiungimento della massima temperatura di ciclo;
- i gas combusti vengono poi inviati alla turbina, dove sono espansi, producendo la potenza meccanica che mette in rotazione il compressore e il generatore elettrico;
- in uscita dalla turbina, i gas ora più freddi ma comunque con un buon contenuto energetico, vengono inviati al rigeneratore e successivamente in uno scambiatore di calore dove forniscono il carico termico richiesto dall'utenza.

La presenza dello scambiatore di calore dell'utenza non influenza le potenzialità della microturbina, poiché anche se l'utente avesse un fabbisogno termico inferiore a quello sul quale era stata dimensionata la macchina, comunque è previsto un by-pass dei fumi per consentire sempre un funzionamento quanto più possibile ottimale.

I fumi in uscita dalla turbina, dopo essere transitati all'interno del rigeneratore posseggono ancora contenuto energetico: l'azione cogenerativa consiste proprio nello sfruttamento di questo calore residuo grazie all'installazione di uno scambiatore di calore a valle del rigeneratore con lo scopo di effettuare lo scambio termico con un fluido, innalzandone la temperatura. I fumi in uscita dal rigeneratore, considerando il gas naturale come combustibile, raggiungono temperature di circa 250-300 °C, costituendo un'interessante fonte energetica altrimenti sprecata.

Il prodotto termico ottenuto grazie a questo recupero di calore è circa il doppio rispetto all'energia elettrica prodotta.

L'efficienza del sistema micro CHP è una funzione della temperatura dei gas esausti nel recuperatore e dell'efficienza dell'unità di recupero termico. I progettisti usano recuperatori molto diversi tra loro in modo da adottare, di volta in volta nella specifica applicazione, la soluzione che bilanci l'efficienza di generazione elettrica, l'efficienza del sistema CHP e i costi totali.

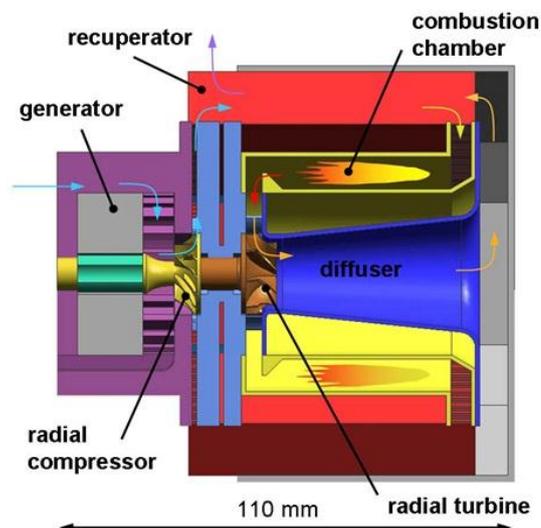


Figura 11: schema di una microturbina a gas (fonte: Microturbine a gas, caratteristiche e impiego come sorgenti di energia ad uso residenziale, Marco Penzo)

Nei progetti di micro macchine sprovvisti del rigeneratore, la temperatura dei fumi in uscita dalla turbina è molto alta, mentre quella dell'aria in ingresso alla camera di combustione molto bassa, condizioni che unite porterebbero ad avere rendimenti molto ridotti.

Questa condizione non si verifica nelle turbine tradizionali di grossa taglia, dove queste due temperature sono circa le stesse; questa differenza tra le due temperature nelle micro macchine è proprio dovuta al basso rapporto di compressione realizzato nel componente, ma grazie all'istallazione di un rigeneratore è possibile limitare tali svantaggi.

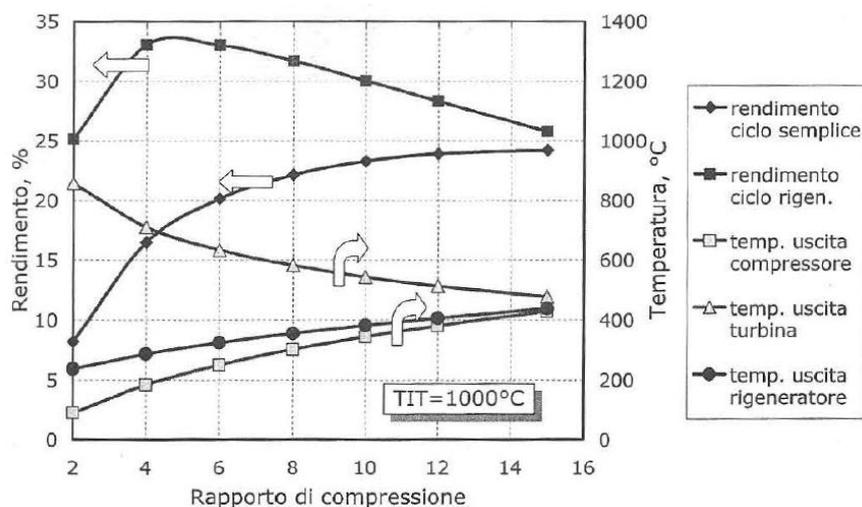


Figura 12: rendimento e temperature di cicli semplici e rigenerativi per microturbine a gas, calcolati secondo assunzioni coerenti con le tecnologie adottate per le microturbine ($\epsilon_{RIGEN}=0,85$; $\eta_{el/mec}=0,9$; $\Delta p/p=1\%$ (asp.), 1% (rigen.aria), 3% (comb.), 3% (rigen.gas), 3% (scarico)). La TIT è presa pari a 1000°C (fonte: figura 6.15 di G.Lozza - Turbine a gas e cicli combinati)

Le microturbine, per essere competitive nel normale funzionamento, ovvero per raggiungere rendimenti soddisfacenti per questo tipo di applicazioni, richiedono necessariamente l'installazione del recuperatore.

Un buon recuperatore, da solo, può arrivare ad aumentare l'efficienza elettrica di molti punti percentuali, valore variabile a seconda delle specifiche tecniche dei singoli componenti.

Purtroppo però l'installazione del recuperatore non porta unicamente benefici alla macchina: parallelamente all'aumento del rendimento, la sua installazione provoca anche una perdita di pressione in tutti i processi che coinvolgono lo scambio di flussi tra il recuperatore stesso e gli altri componenti. L'aspetto critico è rappresentato dal fatto che questo calo di pressione nei vari processi provoca una diminuzione del rapporto di espansione: questa diminuzione influisce negativamente sul bilancio complessivo di sistema, ovvero provoca un calo di efficienza ma anche un calo nella produzione di potenza fino al 10-15%.

I materiali con cui sono costruiti i rigeneratori sono sottoposti continuamente sia a degrado per ossidazione a causa del vapore acqueo, sia a stress termici e a diverse dilatazioni a causa delle diverse temperature e condizioni di esercizio che si possono verificare; di conseguenza la loro durata di vita deve essere attentamente studiata per conoscere i cambiamenti delle prestazioni del rigeneratore nel tempo.

Negli ultimi anni sono state sviluppate ed applicate nuove leghe e considerate nuove modalità di saldatura che hanno permesso di raggiungere una vita più lunga per i rigeneratori.

Lo scambiatore di calore rigenerativo più utilizzato è del tipo Ljungstrom: esso è un grosso cilindro di altezza ridotta, a matrice rotante molto lentamente (circa 1-2 giri/min), con all'interno una matrice a nido d'ape formata da materiale metallico o ceramico. Questa

matrice mentre ruota acquisisce calore dai fumi quando si trova nel lato caldo, e passando poi per il lato freddo e venendo a contatto con l'aria si raffredda, cedendo all'aria stessa il suo calore. Ha efficienze molto elevate, ovvero si riesce a scambiare un'ottima quantità di calore; una piccola percentuale di fumi vengono intrappolati ed entrano nella sezione occupata solitamente dall'aria, e viceversa, ma comunque si parla di quantità davvero irrilevanti rispetto a quelle totali in gioco. Complessivamente questa tipologia di scambiatore presenta costi e ingombri ridotti.

Altre tipologie di scambiatori utilizzati in misura minore sono a superficie, ovvero una tipologia di scambiatore tradizionale con una separazione fisica tra aria e gas combust: di questa categoria quelli più utilizzati risultano essere gli scambiatori a piastre o a tubi.

Alto riguardo va prestato anche alle temperature che coinvolgono il rigeneratore: è strettamente necessario innalzare le temperature di ingresso in turbina per ottenere un miglioramento dei rendimenti della macchina, ma è altrettanto vero che questo incremento di temperature riguarderà allo stesso modo anche i fumi che all'uscita dalla turbina transiteranno all'interno del rigeneratore stesso.

Proprio per questo motivo devono essere studiati con grande attenzione i limiti termici dei materiali maggiormente impiegati nella realizzazione, evitando di raggiungere temperature massime troppo elevate, oppure impiegando materiali con maggior resistenza alle alte temperature senza incorrere in un'enorme aumento dei costi per l'intero impianto.

Per risolvere in parte i problemi derivanti dall'innalzamento delle temperature è possibile ad esempio intervenire aumentando il rapporto di pressione, ma per ottenere un risultato più drastico allora si è costretti a effettuare una vera e propria modifica progettuale, prevedendo ad esempio l'installazione di un sistema di raffreddamento intermedio (intercooled recuperated cycle o ICR). Con questo espediente si riesce ad ottenere non soltanto un controllo della temperatura affinché non ecceda i limiti strutturali dei materiali, ma anche un valore maggiore per la potenza specifica.

È chiaro che questa soluzione, poiché introduce un componente aggiuntivo o comunque prevede una logica di ciclo più complessa, potrà essere installata su macchine di dimensioni leggermente maggiori, e sarà invece difficilmente applicabile a quelle più piccole.

Prestazioni

Le microturbine, essendosi evolute direttamente dalle turbine di grossa taglia, presentano i componenti principali e la maggior parte del ciclo del tutto simili ad esse, ma prevedendo anche delle modifiche progettuali, prima fra tutte la presenza del recuperatore, avranno un ciclo più complesso.

L'efficienza elettrica è un punto di sostanziale differenza tra le microturbine e i motori a combustione interna: le microturbine hanno un'efficienza inferiore rispetto agli MCI di pari taglia, e inoltre questa efficienza varia molto in funzione del carico e delle condizioni ambiente, cosa che invece negli MCI non accade, costituendo un loro importante punto di forza. Si tende oggi comunque a cercare di ottimizzare al massimo la progettazione per alzare i rendimenti delle microturbine, dato che ormai tendono ad essere sempre più diffuse sul mercato e a cominciare a sostituire i motori a combustione interna in alcune applicazioni.

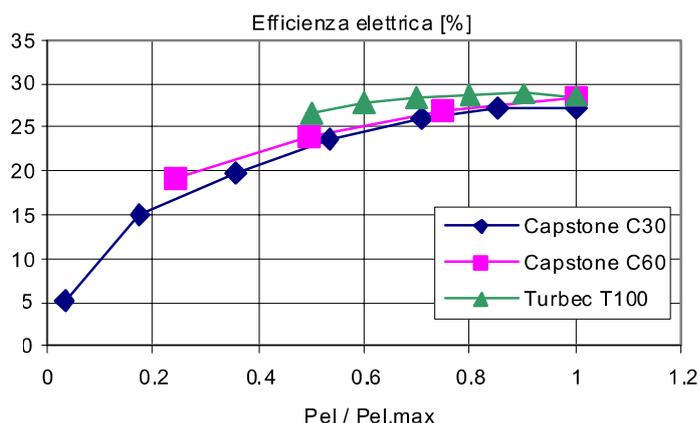


Figura 13: efficienza elettrica delle microturbine Capstone C30, C60 e Turbec T100 al variare della potenza prodotta rispetto a quella massima. Le efficienze sono calcolate al lordo dell'assorbimento del compressore del gas naturale (fonte: Supporto allo sviluppo di modelli per la simulazione di impianti di micro cogenerazione per applicazione residenziale e terziaria, ENEA)

Spesso le applicazioni con microturbina a gas prevedono anche l'aggiunta di un piccolo compressore del gas naturale prima dell'ingresso alla camera di combustione, poiché queste microturbine sono spesso collegate alla rete di distribuzione del gas che ha una pressione di qualche mbar più alta di quella atmosferica; è necessario quindi usare il compressore per alzare la pressione fino al valore di 5-6 bar presente all'interno della camera di combustione. Commercialmente queste microturbine sono proprio già costruite e fornite con il compressore del gas naturale. La potenza assorbita da questo piccolo compressore è molto bassa, e viene conteggiata solamente se si deve andare a calcolare la potenza lorda, essendo il compressore stesso trattato come un componente ausiliario.

Se si considera il bilancio della potenza si ottiene:

$$P = [P_T - P_C] \times \eta = [\dot{m}_{\text{gas}} \times \Delta H_T - \dot{m}_a \times \Delta H_C] \times \eta$$

Le potenze in gioco hanno bassi valori, perché sono basse le portate di massa e le variazioni di entalpia; è necessario però fare un'osservazione sull'entalpia: i ΔH hanno sembrerebbero avere un valore basso se confrontati con i ΔH delle turbine tradizionali, ma si deve tenere conto che in queste micro macchine si ha un unico stadio, di conseguenza i ΔH sono anzi complessivamente elevati.

Essendo le dimensioni di queste macchine molto piccole, sono piccoli anche i rispettivi raggi, di conseguenza dalla formula per il calcolo della velocità periferica:

$$u = r * \omega$$

si denota che per mantenere un valore idoneo di velocità u , la quale non varierà sensibilmente con le dimensioni della macchina, i 3000 giri/min di rotazione delle applicazioni tradizionali non possono essere rispettati. Quindi non è possibile avere un collegamento diretto con il generatore elettrico. Con le microturbine si arriva ad una velocità di rotazione del motore primo fino a 70000-130000 giri/min. Per la consueta connessione del generatore elettrico alla rete sono necessari 3000 giri/min; è quindi necessario prevedere un espediente per adattare il funzionamento della microturbina alla connessione alla rete. Un demoltiplicatore di giri per passare dai circa 100000 ai 3000 giri/min, sembrerebbe essere la soluzione più pratica e semplice, ma non è attuabile perché introdurrebbe enormi perdite, vista la grossa conversione che sarebbe chiamato ad effettuare.

Quello che si fa all'atto pratico è utilizzare un generatore a magneti permanenti, connesso ad un raddrizzatore che converte la corrente da alternata ad alta frequenza (sicuramente ad una frequenza più alta di quella di rete, poiché si hanno appunto velocità di rotazione molto alte) a continua, e ad un inverter che esegue il passaggio da corrente continua a corrente alternata a 50 Hz. Il rendimento di conversione da potenza meccanica a potenza elettrica è molto variabile: volendo mantenere bassi i costi e gli ingombri ci si dovrà affidare a generatori elettrici non eccessivamente efficienti, in ogni caso non si uscirà mai da un range compreso circa tra l'80 e il 92-94%.

Con questa importante modifica si introduce quindi la possibilità di avere velocità di rotazione variabile nel funzionamento operando ai carichi parziali, proprio come avviene normalmente nei turbogas bialbero.

La maggiore libertà consentita dalla velocità di rotazione variabile consente di limitare il decadimento delle prestazioni tipico delle turbine a gas ai carichi parziali, consentendo anche di essere più stabili: se variano le condizioni del carico allora viene variata la velocità di rotazione in esercizio, in modo da funzionare sempre nelle condizioni più vicine a quelle ottimali.

Questa possibilità riveste un ruolo importantissimo per l'applicazione delle microturbine in ambito cogenerativo, proprio perché in questa tipologia di funzionamento può essere richiesto di seguire carichi anche molto variabili.

Queste macchine rispetto a quelle tradizionali, presentano questo grande vantaggio della velocità di rotazione variabile, ma non riescono a raggiungere gli stessi rendimenti.

Avere velocità di rotazione elevate vuol dire anche avere alte sollecitazioni sui cuscinetti, e di conseguenza possibili problemi riguardanti la loro resistenza meccanica. Ci sono diverse tipologie di cuscinetti, ma quelli più utilizzati sono sicuramente quelli lubrificati ad olio, soluzione più semplice ed economica, e quelli ad aria.

Quelli ad olio sono cuscinetti meccanici e garantiscono ottimi risultati in termini di temperatura operativa e flusso del lubrificante; di conseguenza, considerate queste ottime caratteristiche e il fatto che questa tipologia sia anche quella più conosciuta e da maggior tempo sfruttata, si sarebbe portati a pensare che fosse anche la soluzione migliore; in realtà essa presenta anche degli inconvenienti che non possono essere trascurati: richiede componenti come una pompa per l'olio, sistemi di filtraggio e raffreddamento, che aumentano la necessità di manutenzione e di spazio.

Questi aspetti negativi fanno quindi propendere verso l'utilizzo dei cuscinetti ad aria; essi fanno sì che le turbine, che ruotano a velocità altissime, possano appunto essere sostenute anche da un sottile strato d'aria, riducendo così moltissimo lo sfregamento tra gli elementi. Questi cuscinetti, non richiedendo l'installazione di sistemi ausiliari aggiuntivi come quelli visti prima per quelli ad olio, offrono maggiore affidabilità e minore necessità di manutenzione (quindi anche minori costi di manutenzione) rispetto ai primi, anche se sono leggermente più complessi da progettare.

Come già detto, il punto di forza delle microturbine è costituito dalla presenza del rigeneratore, ma deve anche essere sottolineato che è proprio la presenza di questo componente a modificare drasticamente il legame tra i vari parametri di funzionamento e a modificare l'influenza che i parametri di progetto stessi esercitano sulle prestazioni e sui costi della macchina.

Per conseguire uno scambio termico efficiente è necessario considerare un'elevata superficie di scambio per il rigeneratore: questa caratteristica, non solo aumenta le dimensioni e gli ingombri della macchina, cosa che raramente ha un positivo riscontro nel caso di installazione presso piccole utenze, ma anche aumenta considerevolmente i costi e i cali di pressione.

Essendo macchine molto piccole, sono anche più sensibili rispetto alle grandi macchine tradizionali ai cambiamenti nelle prestazioni dei singoli componenti e soprattutto alle perdite interne.

Si riporta di seguito un grafico preso dal libro “Microturbines, applications for distributed energy systems”, dove possono essere considerate le curve che riportano il guadagno in efficienza elettrica (riferita alla potenza elettrica utile prodotta), stimato in funzione del rapporto di compressione, per un temperatura ambiente di 15°C e un range di variazione della temperatura in ingresso in turbina tra 840°C e 950°C.

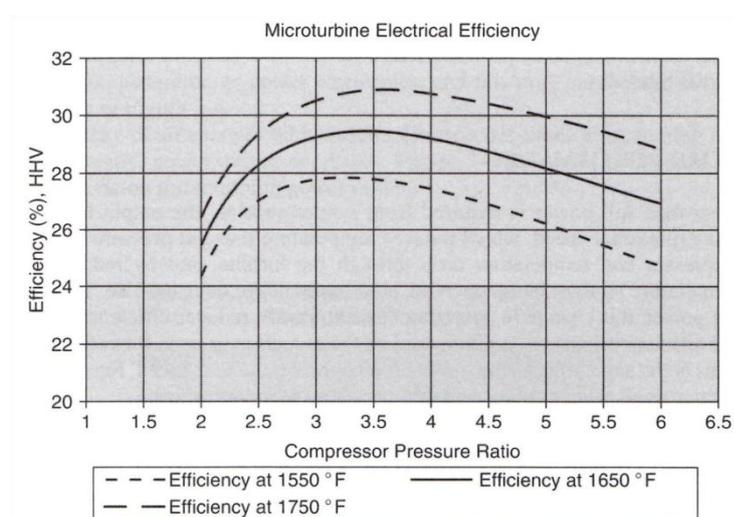


Figura 14: efficienza di una microturbina in funzione del rapporto di compressione e della TIT (fonte: Energy and Environmental Analysis, Inc., estimates)

Un aumento del rapporto tra le pressioni ha effetti positivi anche sulla potenza. Tuttavia, per vedere significativi aumenti nella potenza e nell'efficienza, devono concretizzarsi anche massicci aumenti nel rapporto tra le pressioni, cosa che può essere raggiunta unicamente con un'alta velocità di rotazione: siccome un'alta velocità di rotazione equivale ad un'alta sollecitazione sui componenti, il progetto dovrà prevedere componenti altamente resistenti, di alta qualità e anche di alto costo. Alla fine quindi ogni intervento di miglioramento prestazionale si scontra con un aumento dei costi: raramente per le applicazioni microgenerative presso piccole utenze si dispone di capitali consistenti, di conseguenza si accetteranno prestazioni minori.

In questo caso solitamente, si tende a mantenere per il rapporto tra le pressioni un valore di progetto attorno a 3-4, a cui corrisponde una velocità di rotazione non eccessiva, quindi componenti non eccessivamente costosi, ma complessivamente un buon valore per l'efficienza elettrica della macchina.

Altro fattore che influenza notevolmente il funzionamento delle MTG è senz'altro la temperatura ambiente con le sue variazioni. In particolare è l'alto valore della temperatura dell'aria ambiente ad essere fortemente negativo per le microturbine, comportando un drastico calo nell'output di potenza e nell'efficienza.

La diminuzione della potenza in uscita è dovuta al calo della densità dell'aria conseguente all'aumento della temperatura, mentre la diminuzione di efficienza si ha perché il compressore richiede sempre maggiore potenza per operare all'aumentare della temperatura dell'aria da comprimere. All'opposto, invece, la potenza e l'efficienza aumentano quando la temperatura dell'aria esterna tende a diminuire.

Una soluzione che viene oggi studiata per ridurre in parte questo effetto negativo è quella costituita dall'installazione di un sistema di raffreddamento dell'aria in ingresso, anche se per ora non è ancora una realtà concretamente applicabile ai progetti commerciali soprattutto per un problema di dimensioni.

Il metodo che sembra più attuabile è costituito da un sistema di raffreddamento evaporativo: delle piccolissime gocce d'acqua vengono iniettate direttamente nel flusso d'aria in ingresso e l'evaporazione dell'acqua rinfresca l'aria stessa.

Altra metodologia di raffreddamento è quella rappresentata dall'installazione di una macchina a compressione o ad assorbimento. Il punto critico di questo secondo metodo è che si introducono gli stessi inconvenienti apportati dall'utilizzo del rigeneratore; inoltre questa tipologia è molto più complessa dal punto di vista progettuale rispetto al sistema di raffreddamento evaporativo e di conseguenza, allo stato attuale di sviluppo, è ancora più difficilmente progettabile e installabile su macchine di piccole dimensioni.

Per abbassare la temperatura dell'aria in ingresso, possono anche essere considerati dei sistemi di accumulo di energia termica costituiti da fluidi a bassa temperatura. Questa opzione dell'accumulo di energia termica è quella più vantaggiosa tra quelle analizzate e sembra anche quella più facilmente applicabile alle MTG.

La figura seguente mostra la variazione della potenza e dell'efficienza di una microturbina monoalbero al variare della temperatura dell'aria in ingresso, in riferimento alle condizioni sul livello del mare.

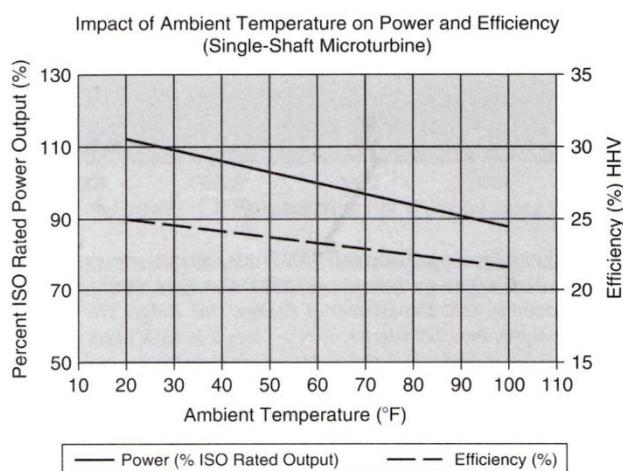


Figure 15: effetti della temperatura ambiente sulle prestazioni di una microturbina (fonte: Gas Research Institute and the National Renewable Energy Laboratory.2003. U.S. Department of Energy. Oak Ridge, TN)

Combustibili ed emissioni

La camera di combustione e il processo di combustione stesso sono del tutto simili alle macchine di grande taglia; per come è progettato il combustore (quindi grazie alla combustione che si riesce ad ottenere) si registrano emissioni notevolmente inferiori rispetto a quelle dei motori a combustione interna di pari taglia.

Si riescono a mantenere molto bassi soprattutto gli NO_x (poche decine di ppm), la CO_2 , le polveri e gli SO_x .

In particolari condizioni di funzionamento le emissioni possono essere inferiori anche di un ordine di grandezza.

Il combustibile più utilizzato dalle microturbine è il gas naturale. Tuttavia vengono progettate molte varianti di queste macchine, adattandole a lavorare con un'ampia gamma di combustibili, come ad esempio combustibili liquidi, biomasse trattate, biogas e gas da rifiuti urbani o industriali.

Chiaramente, quando si considerano combustibili diversi da quelli tradizionali, si avranno inquinanti diversi non solo in termini di tipologia ma anche di concentrazione. Di conseguenza si potranno ottenere inquinanti molto più nocivi o anche molto più aggressivi sui materiali, tutte casistiche che devono essere attentamente studiate e previste, portando ad una progettazione apposita delle macchine e dei sistemi di trattamento o filtraggio.

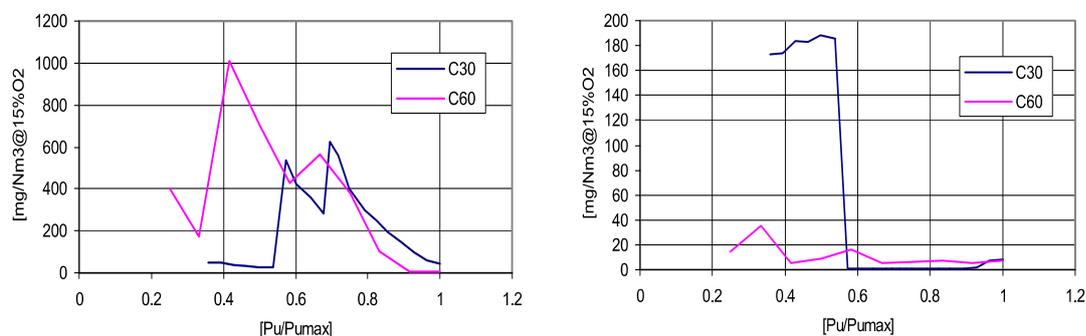


Figura 16: Andamento rispettivamente delle emissioni di CO [mg/Nm³ al 15%O₂] e delle emissioni di NO_x [mg/Nm³ al 15%O₂] delle turbine Capstone C30 e C60 (fonte: Supporto allo sviluppo di modelli per la simulazione di impianti di micro cogenerazione per applicazione residenziale e terziaria, ENEA)

Le microturbine hanno emissioni molto basse quando lavorano nel loro punto nominale, ma questo importante pregio non risulta più valido una volta che la turbina debba seguire la variazione del carico operando una variazione nella produzione e allontanandosi quindi dalle condizioni ottimali di esercizio: in questo caso si possono registrare emissioni anche notevolmente maggiori rispetto a quelle misurate a regime.

Esse possono essere adattate per lavorare anche a biogas per ridurre ancora di più le emissioni, anche se ovviamente è necessario apportare alcune modifiche, come una taratura opportuna degli ugelli, per adattare la struttura della macchina alle caratteristiche del biogas, che possono essere anche molto diverse da quelle del gas naturale.

La formazione degli NO_x è funzione sia delle temperature sia della durata della combustione, di conseguenza per ridurre la loro produzione si deve ad esempio realizzare un progetto che preveda lo sviluppo di una combustione premiscelata.

Altro metodo impiegato per tenere le emissioni al di sotto dei valori di legge è costituito dalla progettazione di un catalizzatore che permetta una combustione dove il combustibile venga bruciato a bassa temperatura: questa tipologia di combustione viene chiamata combustione catalitica. Con il mantenimento di bassi valori per le temperature è possibile ottenere un processo che emetta un numero molto ridotto di ppm di NO_x, con bassi livelli anche per il CO e per gli idrocarburi incombusti. L'unico inconveniente che si rileva, è il danneggiamento rapido ma lieve a cui vanno incontro i materiali di cui è costituito il catalizzatore. È questo il motivo della ancora scarsa diffusione di questo metodo.

I materiali ceramici

Nelle micro macchine l'aumento delle temperature è un processo più delicato rispetto a quello che si presenta nelle macchine di grossa taglia. In quest'ultime ci si può permettere di investire in materiali costosi che siano in grado di resistere alle alte temperature, grazie al fatto che questo costo aggiuntivo può comunque essere percentualmente spalmato sul costo globale senza determinarne un eccessivo aumento. Inoltre essendo macchine di grandi dimensioni esse possono essere progettate per ospitare sistemi di raffreddamento senza

sconvolgerne le prestazioni. Questi discorsi non valgono invece per le macchine di ridotte dimensioni e taglie, dove ogni componente e variazione nel progetto possono portare ad un aumento vertiginoso dei costi, punto critico di questa tecnologia. Nelle microturbine di conseguenza deve essere tenuta maggiormente in considerazione la resistenza strutturale dei materiali metallici alle temperature, non potendo neanche introdurre sistemi di raffreddamento appositi.

Di conseguenza gli studi condotti ultimamente si sono concentrati sulla ricerca di materiali in grado di resistere alle alte temperature ma senza diventare economicamente insostenibili. Il materiale più promettente sembra essere la ceramica, in grado di resistere fino alla temperatura di 1100°C permettendo quindi il conseguimento di rendimenti elettrici maggiori, fino anche al 40%.

Lo studio eseguito su questi materiali è stato molto lungo; infatti inizialmente anch'essi non presentavano caratteristiche positive, anzi risultavano deboli proprio alle alte temperature e fortemente soggetti a degrado con il trascorrere del tempo. Solamente grazie a nuovi studi si è riuscito a renderli più competitivi e idonei al miglioramento prestazionale cercato. In particolare si sono rivolti gli sforzi sulla microstruttura, ottenendo nuovi materiali chiamati self-reinforced dotati di maggior durezza, maggior resistenza alla frattura e aumentata resistenza alla rottura per cricche.

Purtroppo però non si è ancora riusciti a risolvere il problema dell'alta degradazione ambientale a cui sono soggetti.

3.3.1 C15 e C30 di Capstone

Capstone Turbine Corporation è stata fondata nel 1988 e si occupa di sviluppare, progettare e vendere soluzioni tecnologiche con microturbine.

Il turbogeneratore prodotto presenta solamente una parte in movimento, che è supportata da cuscinetti ad aria; non ci sono né liquidi lubrificanti né refrigeranti da mantenere: uno dei brevetti più importanti di questa azienda è proprio quello che fa riferimento alla completa assenza di olio lubrificante, grazie all'installazione di cuscinetti ad aria che sostengono l'asse di rotazione senza ulteriori contatti meccanici. La macchina è poi dotata di un sistema elettronico per convertire la potenza ad alta frequenza nel classico output a 50 o 60 Hz.

Le microturbine possono operare con una vasta gamma di combustibili, sia gassosi che liquidi, ed emettono inquinanti a livelli molto bassi, rendendo le Capstone delle macchine per la produzione di energia pulita ed affidabile.

I prodotti Capstone sono usati in applicazioni stazionarie per la generazione di potenza, come la cogenerazione, e nei veicoli ibridi elettrici. La gamma dei prodotti è molto ampia, presentando taglie molto diverse.

Inoltre, come sistema all'avanguardia, Capstone offre per tutti i suoi prodotti un Advanced Power Server (APS) che ha la funzione di punto di controllo supervisore per le microturbine multiple. Il software in APS può essere configurato per soddisfare un ampio range di scenari operativi, permettendo al cliente di estrarre il massimo beneficio dall'installazione dell'applicazione. Inoltre il sistema APS è in grado di fornire dati in tempo reale, grazie ad una connessione web.

Applicazioni Capstone

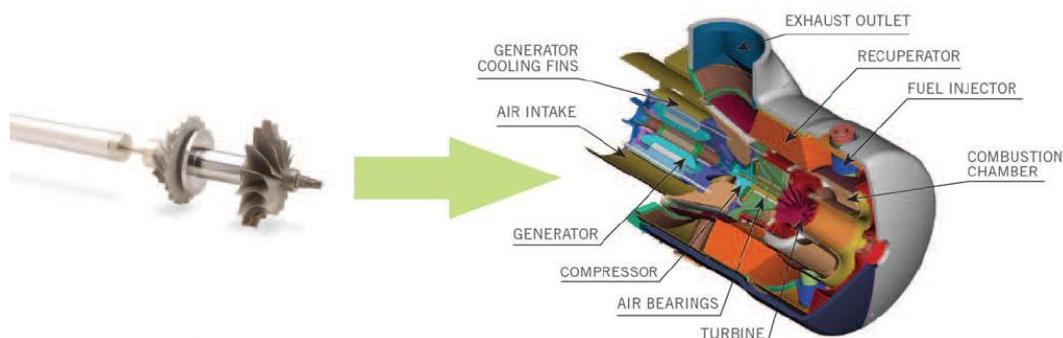


Figura 17: spaccato di una microturbina (fonte: capstone.pdf, Capstone)

Le turbine utilizzate in applicazioni Combined Heat and Power (CHP) and Combined Cooling, Heating and Power (CCHP) generano energia elettrica e calore che può scaldare poi l'acqua ad uso di riscaldamento ambientale o acqua calda sanitaria, oppure alimentare un chiller ad assorbimento per il condizionamento. E' un efficiente sistema applicabile alla generazione distribuita, che offre notevoli benefici all'utenza.

Possiede ottime caratteristiche:

- uso efficiente del combustibile: riciclando il calore di scarto dai processi di generazione di energia elettrica, l'efficienza può essere superiore anche all'80%;
- riduzione delle emissioni: forte riduzione soprattutto nell'emissione di NO_x se comparato ai tradizionali sistemi di produzione di energia elettrica e calore;
- riduzione dei gas ad effetto serra: forte riduzione di CO_2 rispetto a quella emessa dai sistemi tradizionali;
- riduzione dei costi di generazione: una microturbina progettata correttamente può consentire un risparmio in bolletta che può arrivare anche al 20%;
- supporto alla rete pubblica: la produzione di energia elettrica da microturbine può essere immessa in rete senza provocare pericolose fluttuazioni;
- affidabilità molto elevata e possibilità di funzionamento in isola in caso di black out;
- completa assenza di liquidi, sia lubrificanti che di raffreddamento;
- bassi costi di manutenzione;
- possibilità di modulazione in un ampio range di potenza, mantenendo prestazioni comunque buone; modularità del sistema;
- dimensione e peso ridotti;
- assenza di vibrazioni e basse emissioni sonore;
- installazione rapida e semplificata con possibile dotazione di software per il controllo da remoto.

Un'altra importante caratteristica è costituita dall'alta affidabilità della potenza prodotta, anche nel caso in cui si debba alimentare un carico con struttura critica. Il risultato che si consegue è che non sono necessari i tradizionali generatori diesel di emergenza, potendo quindi eliminare una grossa fonte di emissioni. I carichi gestiti in questa modalità distribuita aiutano le utilities nel caso in cui ci siano condizioni di possibile immediato black out, consentendo di abbassare la richiesta di picco a carico della rete pubblica. Quando la rete delle utilities comincia a perdere il controllo della frequenza a causa dell'eccessiva richiesta di energia, allora i carichi possono essere staccati da questa rete e alimentati proprio dai sistemi a microturbina.

Le microturbine Capstone possono utilizzare un ampio range di combustibili, come gas di scarto, gas simili in composizione al gas naturale o altri gas da discariche, liquami da impianti di trattamento, da allevamenti di bestiame e da strutture di trattamento degli scarti del cibo. Questa grande qualità delle microturbine consente di sostituire tutti gli impianti tradizionali di trattamento dei gas di scarto o peggio ancora, quelle attività che addirittura li rilasciano in atmosfera, permettendo la salvaguardia dell'ambiente.

Le microturbine possono essere utilizzate in impianti sia dotati di personale sia sprovvisti di esso.

La Capstone ha ricevuto dal DOE un finanziamento da 17 milioni di dollari per lo sviluppo di una nuova turbina con altissima efficienza, attorno al 42%, per una potenza di 350 kW, e bassissime emissioni, consentendo anche l'abbinamento ad un sistema di recupero termico, conseguendo rendimenti complessivi oltre l'85%.

Il progetto prevede anche la realizzazione di turbine ad alimentazione "flessibile" (sia con syngas che con combustibili ad alto contenuto di idrogeno) da utilizzare in applicazioni agricole.

Questa azienda è, ad oggi, l'unico costruttore a rendere disponibile una gamma di microturbine altamente diversificata per taglie: le taglie disponibili, tutte modulabili, sono sette: C15, C30, C65, C200, C600, C800 e C1000.

Da uno studio condotto dall'Environmental Protection Agency è stato riconosciuto che, per ogni turbina installata della serie Capstone C1000, considerando tutti i dati relativi alle emissioni dagli impianti di produzione di energia e dai veicoli passeggeri negli Stati Uniti, è come se si eliminassero dalle strade fino a 700 veicoli oppure come se si piantassero l'equivalente di almeno 730 ettari di boschi a pini e abeti.

In 10 anni le totali installazioni di microturbine Capstone hanno contribuito a ridurre le emissioni di CO₂ per circa 500000 tonnellate, a risparmiare una quantità di energia pari a 750000 barili di petrolio e a produrre 700000 MWh da fonti rinnovabili.

Microturbina C15

E' un robusto sistema di generazione di potenza con funzionamento a gas naturale, che riesce a garantire bassissime emissioni. Presenta le seguenti caratteristiche:

- emissioni molto al di sotto dei limiti normativi;
- un'unica parte in movimento: manutenzione e tempo di fuori servizio ridotti al minimo;
- cuscinetti ad aria brevettati: assenza di olio lubrificante o di refrigerante;
- possibilità di sottoscrivere un piano di copertura assicurativa di 5 o 9 anni;
- capacità di controllo e diagnostica remota;
- sincronizzazione con l'utility integrata;
- design semplice e modulare che permette installazioni semplici ed economiche;
- grande affidabilità acquisita con decine di milioni di ore di funzionamento complessive;
- possibilità di installazione di un compressore del gas naturale in alimentazione.

Electrical Performance⁽²⁾	
Electrical Power Output	15kW
Voltage	400–480 VAC
Electrical Service	3-Phase, 4 wire
Frequency	50/60 Hz, grid connect operation 10–60 Hz, stand alone operation
Maximum Output Current	23A, grid connect operation 54A, stand alone operation ⁽³⁾
Electrical Efficiency LHV	23%

Fuel/Engine Characteristics⁽²⁾	
Natural Gas HHV	30.7–47.5 MJ/m ³ (825–1,275 BTU/scf)
Inlet Pressure	379–414 kPa gauge (55–60 psig)
Fuel Flow HHV	255 MJ/hr (242,000 BTU/hr)
Net Heat Rate LHV	15.5 MJ/kWh (14,700 BTU/kWh)

Dimensions & Weight⁽⁴⁾⁽⁵⁾	
Width x Depth x Height	0.76 x 1.5 x 1.9 m (30 x 60 x 70 in)
Weight – Grid Connect Model	405 kg (891 lb)
Weight – Dual Mode Model	578 kg (1,271 lb)

Minimum Clearance Requirements⁽⁶⁾	
Vertical Clearance	0.61 m (24 in)
Horizontal Clearance	
Left & Right	0.76 m (30 in)
Front	0.93 m (37 in)
Rear	0.92 m (36 in)

Sound Levels	
Acoustic Emissions at Full Load Power	
Nominal at 10 m (33 ft)	65 dBA

Tabella 9: datasheet microturbina C15 (fonte: C15 NatGas_331063A_lowres.pdf, Capstone)

Microturbina C30

Electrical Performance ⁽²⁾		
	High Pressure	Onboard Gas Compressor Option
Electrical Power Output	30kW	28kW
Voltage	400–480 VAC	400–480 VAC
Electrical Service	3-Phase, 4 wire	3-Phase, 4 wire
Frequency	50/60 Hz, grid connect operation 10–60 Hz, stand alone operation	50/60 Hz, grid connect operation 10–60 Hz, stand alone operation
Maximum Output Current	46A, grid connect operation 46A, stand alone operation ⁽³⁾	46A, grid connect operation 46A, stand alone operation ⁽³⁾
Electrical Efficiency LHV	26%	25%
Fuel/Engine Characteristics ⁽²⁾		
	High Pressure	Onboard Gas Compressor Option
Natural Gas HHV	30.7–47.5 MJ/m ³ (825–1,275 BTU/scf)	30.7–47.5 MJ/m ³ (825–1,275 BTU/scf)
Inlet Pressure	379–414 kPa gauge (55–60 psig)	1.4–69 kPa gauge (0.2–10 psig)
Fuel Flow HHV	457 MJ/hr (433,000 BTU/hr)	444 MJ/hr (420,000 BTU/hr)
Net Heat Rate LHV	13.8 MJ/kWh (13,100 BTU/kWh)	14.4 MJ/kWh (13,700 BTU/kWh)
Exhaust Characteristics ⁽²⁾		
	High Pressure	Onboard Gas Compressor Option
NOx Emissions @ 15% O ₂ ⁽⁴⁾	< 9 ppmvd (18 mg/m ³)	< 9 ppmvd (18 mg/m ³)
NOx / Electrical Output ⁽⁴⁾	0.22 g/bhp-hr (0.64 lb/MWhe)	0.22 g/bhp-hr (0.64 lb/MWhe)
Exhaust Gas Flow	0.31 kg/s (0.68 lbm/s)	0.31 kg/s (0.68 lbm/s)
Exhaust Gas Temperature	275°C (530°F)	275°C (530°F)
Dimensions & Weight ⁽⁵⁾⁽⁶⁾		
Width x Depth x Height	0.76 x 1.5 x 1.8 m (30 x 60 x 70 in)	
Weight – Grid Connect Model	405 kg (891 lb)	
Weight – Dual Mode Model	578 kg (1,271 lb)	
Minimum Clearance Requirements ⁽⁷⁾		
Vertical Clearance	0.61 m (24 in)	
Horizontal Clearance		
Left & Right	0.76 m (30 in)	
Front	0.93 m (37 in)	
Rear	0.92 m (36 in)	
Sound Levels		
Acoustic Emissions at Full Load Power		
Nominal at 10 m (33 ft)	65 dBA	
Certifications		
<ul style="list-style-type: none"> • Certified to UL 2200 for stand alone natural gas operation (UL files AU2687, E209370) • Materials Equipment Acceptance (MEA) approval for New York City • Models available with optional equipment for CE Marking 		

Tabella 10: datasheet microturbina C30 (fonte: C30 NatGas_331031E_lowres.pdf, Capstone)

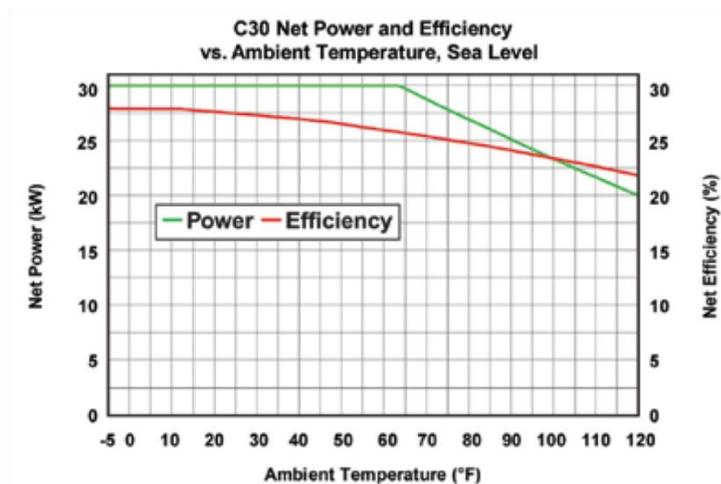


Figura 18: andamento delle curve di potenza ed efficienza della microturbina C30 (fonte: C30 NatGas_331031E_lowres.pdf, Capstone)

3.3.1.1 IBT GROUP

Azienda nata nell'anno 2000 a Treviso, specializzata nel settore della Building Automation, si occupa della progettazione di tecnologie per l'autoproduzione energetica, telecomunicazioni e connettività, con l'ottica di System Integration. Essa è partner esclusivo per l'Italia della Capstone Turbine Corporation.

3.3.2 T100 di Turbec

La Turbec S.p.A è nata nel 2004 dopo che nel 2003 la compagnia italiana API Com S.r.l aveva acquisito il capitale azionario di Turbec AB dalla Volvo Aero e ABB. Oggi la Turbec è un'azienda leader nella produzione di microturbine e il suo centro amministrativo principale ha sede a Ferrara.

Questa società si occupa soprattutto della produzione dell'unità Microturbine T100, turbina da 100 kW_{el} e 155 kW_{th} . Per la definizione di microcogenerazione data dalla normativa, ovvero sistemi di cogenerazione con taglia elettrica inferiore ai 50 kW, questa applicazione non può essere inclusa in questa categoria; è comunque doveroso accennarla per la sua importante diffusione sul mercato internazionale, oltre al fatto, non secondario, che si tratta di una tecnologia in larga parte italiana.

General identification		
Usage	Indoor/ Outdoor	
Dimension	Width 900 mm	
	Height 1810 mm	
	Length 2770 mm	
Weight	T100 P 2250-2750 kg (*)	
	T100 PH 2770-3100 kg (*)	
Fuel	Natural gas (**)	
(*) Indoor / Outdoor		
(**) Different fuel is available with modification on standard unit (biogas, diesel, kerosene, ethanol, LPC)		
Gas turbine		
Compressor type	Centrifugal	
Turbine type	Radial	
Type of combustion chamber	Lean pre-mix	
Number of combustion chamber	1	
Pressure in combustion chamber	4,5 bar(a)	
Turbine inlet temperature	950 °C	
Number of shaft	1	
Nominal speed	70000	
Consumption of lubrication oil	<3 ltrs/year (6000h operation)	
Electrical data		
Voltage output	400/230 V AC, 3 phases	
Frequency output	50 Hz (60 Hz)	
Fuel requirements		
Pressure min/max	0,02/1,0 bar(g)	
Temperature min/max	0/60 °C	
Lower heating value	38-50 MJ/kg	
Hot water installation (Power & Heat)		
Thermal output(hot water)	155 kW (±5) @ 70-90° C	
Total efficiency	77% (±1) @ 70-90° C	
Min water inlet temperature	50 °C	
Max water outlet temperature	150° C	
Max water pressure	25 bar (g)	
Exhaust gas temperature	90 °C @ 70-90° C	
Performance data		
Electrical output	100 kW (±3)	
Electrical efficiency	30% (±1)	
Fuel consumption	333 kW	
Exhaust gas flow	0,80 kg/s	
Exhaust gas temperature	270 °C	
Noise level	70 dBA at 1 meter	
Volumetric exhaust gas emission at 15% O ₂ and 100% load		
NO _x	< 15 ppm/v = 32 mg /MJ fuel	
CO	< 15 ppm/v = 18 mg/MJ fuel	
Turbac T100 is fully certified by CARB (California Air Resource Board)		
Maintenance		
The simple and rugged design of the T100 power module provides for a durable operation during many years. Expected life time of main components are listed below:		
Gas turbine engine:	> 60 000 hrs	
Recuperator:	> 60 000 hrs	
Combustor:	> 30 000 hrs	
	(some parts < 30 000 hrs)	
The preventive (scheduled) maintenance is divided into two different categories:		
	Interval (h)	Outage (h)
Inspection	6 000	2
Overhaul	30 000	8

Tabella 11: datasheet della turbina T100 (fonte: T100 Introduction.pdf da Turbec S.p.A)

3.4 Motori Stirling

Con il termine macchina di Stirling si indica *“una vasta gamma di macchine a fluido nelle quali il fluido stesso (generalmente un gas) compie un ciclo termodinamico prossimo a quello ideale di Stirling (composto da due trasformazioni isocore e due isoterme) ed il cui moto è regolato non da valvole o altri dispositivi equivalenti, ma dalla variazione dei volumi di lavoro occupati dal fluido in seno alla macchina stessa”*. [La macchina di Stirling, Vincenzo Naso]

Il motore Stirling è così chiamato dal nome di colui che per primo studiò e sviluppò questa macchina nel 1816.

Il motore è caratterizzato dal funzionamento seguente: un volume di gas, contenuto all'interno di apposite camere, subendo dei processi di scambio termico (riscaldandosi si espande e raffreddandosi si contrae) sposta un pistone con moto alternativo.

Il valore di potenza ottenuto all'albero viene variato intervenendo sulla cilindrata del motore, sulla rapidità con cui avviene lo scambio termico e sulla differenza tra temperatura massima e temperatura minima.

Ciò che contraddistingue la macchina di Stirling dalle soluzioni precedenti è l'introduzione del rigeneratore, che ha consentito di alzare l'efficienza del motore stesso. Il rigeneratore è caratterizzato da un'ampia superficie di scambio ed è costituito da materiali buoni conduttori di calore come metalli inossidabili.

Oggi la diffusione di questa categoria di applicazioni cogenerative è abbastanza limitata; il numero di installazioni è notevolmente inferiore a quello delle microturbine a gas e dei motori a combustione interna, anche se si sono fatti numerosi progressi.

Nonostante questa diffusione ancora scarsa, la tecnologia degli Stirling mostra un interessante potenziale grazie alle sue ottime caratteristiche.

I principali vantaggi che il motore Stirling presenta rispetto al motore a combustione interna sono i seguenti:

- la combustione è esterna e di conseguenza non si degradano né il fluido di lavoro né i cuscinetti e i pistoni, dato che questi non sono a contatto con le parti più calde della macchina; inoltre il fluido vettore può compiere un ciclo chiuso proprio perché si degrada molto lentamente e quindi necessita raramente di essere sostituito;
- proprio grazie al fatto che la combustione avviene esternamente rispetto al luogo dove si hanno le fasi di funzionamento del motore, è possibile progettare il bruciatore direttamente per il combustibile specifico che si andrà ad impiegare: la combustione risulta quindi molto efficiente, continua e con rapporto di dosatura quasi sempre tenuto vicino a quello ottimale.
Il livello di emissioni è notevolmente inferiore e meno nocivo ed inoltre è anche più facilmente controllabile; si registrano valori molto bassi di CO, di NO_x, di idrocarburi incombusti HC, e infine bassa presenza di particolato ed altri inquinanti;
- presenta un numero molto ridotto di valvole o addirittura ne è privo, un numero molto basso di parti mobili (quasi pari alla metà di quelle presenti in un MCI); presenta vibrazioni molto inferiori ed è sostanzialmente meno rumoroso (le emissioni sonore sono sempre al di sotto dei 65 db).

I principali svantaggi che invece presenta lo Stirling rispetto ai motori a combustione interna sono i seguenti:

- si hanno grosse perdite nel trasferimento del flusso termico dalla sorgente calda al fluido di lavoro;

- per conseguire un efficiente scambio termico all'interno del motore, sono necessarie estese superfici di scambio per il rigeneratore; di conseguenza il motore nel suo complesso risulterà più voluminoso e pesante a parità di taglia;
- il motore, essendo molto rigido, non è adatto a sopportare avviamenti rapidi o grosse variazioni di carico;
- se in pressione, a causa di rotture e perdite, vengono miscelati aria e liquidi lubrificanti derivati da idrocarburi si possono ottenere miscele esplosive; questo inconveniente è risolto utilizzando fluidi di lavoro di natura diversa dall'aria, come elio o azoto, oppure eliminando l'utilizzo di lubrificanti: ovviamente queste due soluzioni, impiegando gas o materiali meno comuni, fanno alzare il costo dell'intero sistema;
- potenza specifica minore a parità di taglia del motore.

Il range di taglie di questo motore va da pochi kW a qualche centinaio, caratteristica che lo rende adattabile a moltissimi tipi di utenza e situazioni. Grazie al fatto che la camera di combustione può essere progettata ad hoc per un particolare tipo di combustibile, lo Stirling può essere installato in contesti del tutto diversificati, senza essere limitato dalla necessità di disporre per forza di una rete di distribuzione del gas naturale.

Sono utilizzati un'ampia varietà di fonti di calore e combustibili tradizionali come gas naturale, carbone ma anche biomassa, biogas, luce solare concentrata attraverso specchi parabolici o fluido geotermico.

Questi ultimi combustibili permettono di ridurre considerevolmente l'emissione di CO₂.

Adattando la macchina a lavorare con combustibili diversi da quelli tradizionali si potrebbero anche ottenere configurazioni più ingombranti da installare quindi unicamente applicabili presso utenze con ampi spazi a disposizione.

I motori possono essere classificati in quattro categorie a seconda di opportuni criteri di classificazione:

- a) criterio basato sull'accoppiamento degli stantuffi;
- b) criteri relativi al numero di cicli ed al numero di effetti;
- c) criterio basato sul numero di cilindri;
- d) criterio basato sul tipo di fluido operativo e sul numero delle sue fasi.

Una classificazione ancora più specifica, basata sui cilindri, viene effettuata nel modo seguente:

- i. ALFA: motore costituito da due cilindri a 90°C, uno freddo e uno caldo, che con il loro moto alternato muovono il fluido di lavoro; in ogni cilindro si ha uno stantuffo, mentre non vi sono displacer;
- ii. BETA: motore dotato di un unico pistone di forza e un displacer nello stesso cilindro;
- iii. GAMMA: motore dotato di un unico pistone di forza e di un displacer in due cilindri diversi e lo spazio di compressione è diviso tra i due cilindri che compongono la macchina.

Il displacer è anche chiamato stantuffo spostatore o stantuffo separatore; serve a spostare il fluido di lavoro dallo spazio caldo a quello freddo e viceversa.

Si riporta di seguito la descrizione del funzionamento del motore Stirling nella versione con due pistoni: deve essere tenuto presente che vengono riportate le descrizioni di trasformazioni relative ai gas ideali, di conseguenza il funzionamento reale di queste macchine sarà simile, ma non del tutto corrispondente.

La configurazione prevede due pistoni montati sullo stesso albero, un rigeneratore interno che suddivide lo spazio di lavoro in due volumi, la camera di espansione e la camera di compressione.

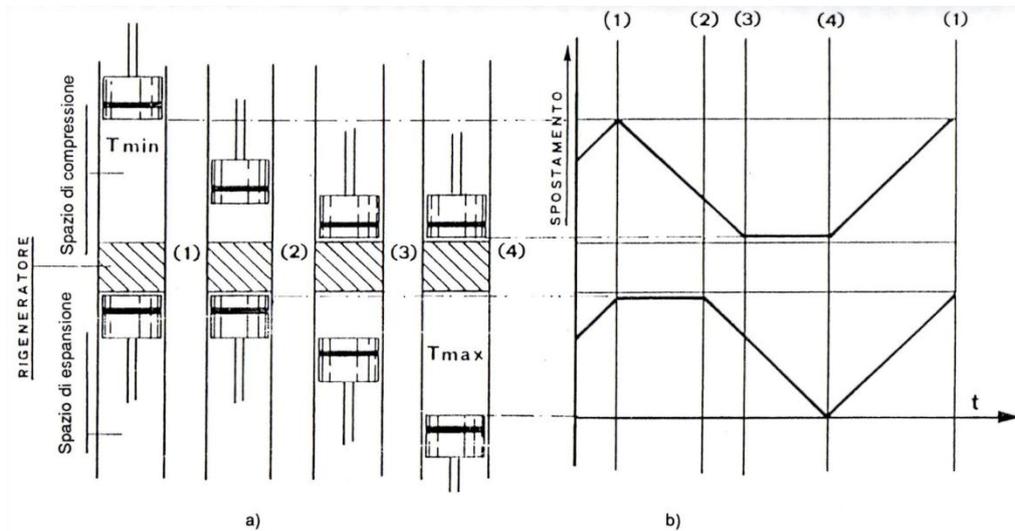


Figura 19: posizione dei due stantuffi (a) e diagramma degli spostamenti (b) nelle diverse fasi del ciclo di funzionamento di una macchina di Stirling; fasi: 1-2 compressione, 2-3 riscaldamento a volume costante, 3-4 espansione, 4-1 raffreddamento a volume costante (fonte: figura 2, capitolo 3, La macchina di Stirling, Vincenzo Naso)

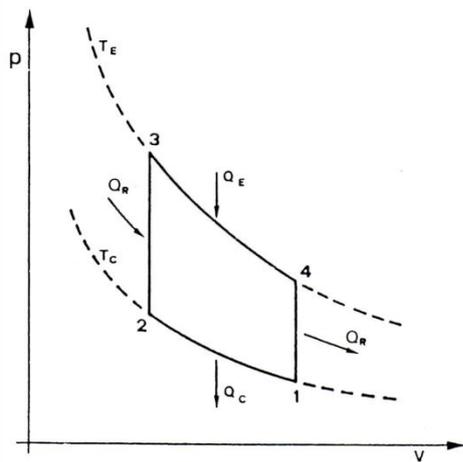


Figura 20: trasformazioni del ciclo Stirling ideale nel piano p-V (fonte: Figura 3, capitolo 3, La macchina di Stirling, Vincenzo Naso)

Considerando ciò che viene riportato in figura 19, il ciclo inizia quando il pistone di compressione è posizionato sul punto morto esterno e quello di espansione è posizionato sul punto morto interno, a contatto con il rigeneratore.

Il fluido di lavoro si trova all'interno della camera di compressione in condizioni di temperatura e pressione minime (queste condizioni sono quelle relative al punto 1 nel diagramma p-V).

Il motore presenta quattro fasi di lavoro:

1. Nella prima fase il pistone di espansione rimane fermo, mentre quello della camera di compressione comprime il fluido con una trasformazione isoterma (trasformazione 1-2); ovviamente, dato che si tratta di una compressione, per mantenere la temperatura costante deve essere sottratta al fluido una quantità di calore Q_C , assorbita dalla sorgente fredda, pari al lavoro di compressione compiuto sul fluido stesso. Il fluido è ancora alla temperatura minima T_C .
La sorgente fredda è costituita ad esempio dal flusso d'acqua che, proprio grazie a questo scambio termico, raggiunge la temperatura necessaria agli utilizzi finali presso l'utenza.
2. Nella seconda fase (trasformazione 2-3), prima che il pistone di compressione arrivi al punto morto interno, comincia il moto del pistone di espansione: da questa situazione in poi i due pistoni si spostano insieme nella stessa direzione e alla stessa velocità, in modo tale che il volume di fluido tra i due pistoni rimanga sempre costante. Il fluido di lavoro viene fatto passare attraverso lo scambiatore rigenerativo e assorbendo la quantità di calore Q_R raggiunge, con una trasformazione isocora, la temperatura massima T_E , che si ha nella camera di espansione. L'aumento di temperatura a volume costante causa ovviamente un aumento di pressione.
3. Successivamente, quando il pistone di compressione arriva in prossimità del rigeneratore comincia la terza fase (trasformazione 3-4); il pistone di compressione si ferma al punto morto interno, quello di espansione continua a muoversi verso il punto morto esterno, comportando l'espansione del fluido di lavoro che deve essere isoterma: il fluido assorbe la quantità di calore Q_E equivalente al lavoro di espansione compiuto dalla sorgente di calore esterna (ad esempio i fumi in uscita da un bruciatore).
4. Nella quarta fase (trasformazione 4-1) i due pistoni si muovono contemporaneamente mantenendo costante il volume di fluido: in questa fase il fluido di lavoro, che è caldo, scalda lo scambiatore rigenerativo cedendogli una quantità di calore Q_R pari a quella che aveva assorbito nella fase 2-3, tornando alle sue condizioni iniziali, ovvero alla temperatura minima della camera di compressione.

Ciò che accade quindi durante il funzionamento dello Stirling è che il fluido assorbe la quantità di calore Q_E alla temperatura massima e cede il calore Q_C alla temperatura minima, permettendo di ottenere il lavoro utile $L = Q_E - Q_C$.

Il calore da utilizzare a scopi cogenerativi viene ottenuto dal flusso termico rilasciato verso l'esterno durante la compressione: dal punto di vista energetico converrebbe cedere calore a basse temperature con la cogenerazione civile o domestica; ad esempio con il riscaldamento a pavimento si riesce ad avere la soluzione ottimale nel senso che le temperature del calore sono abbastanza basse, circa di 50-60°C.

Si riportano di seguito il ciclo di funzionamento nel diagramma T-s e il rendimento termodinamico di ciclo:

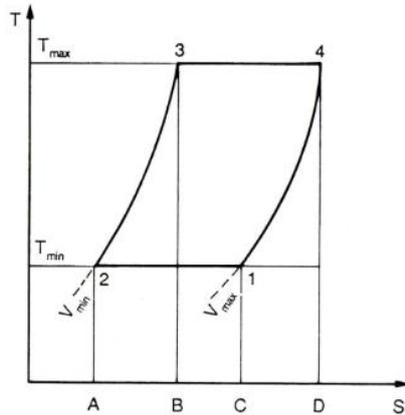


Figura 21: ciclo Stirling sul piano T-S (fonte: Figura 4, capitolo 3, La macchina di Stirling, Vincenzo Naso)

$$\eta = \frac{Q_{IN} - Q_{OUT}}{Q_{IN}} = 1 - \frac{Q_{OUT}}{Q_{IN}} = 1 - \frac{\dot{m}RT_2 \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)}{\dot{m}RT_3 \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)}$$

Per come sono progettati i motori Stirling si ha:

$$\left(\frac{V_1}{V_2}\right) = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)$$

Di conseguenza si ottiene:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_3}$$

Ovvero si ottiene un rendimento, sulla carta, molto simile al rendimento di Carnot.

A parità di volumi trattati, con lo Stirling si ottiene una potenza specifica maggiore rispetto a quella ottenibile con un ciclo di Carnot: in Carnot si hanno due trasformazioni isoterme e due trasformazioni isobare al posto delle due trasformazioni isocore che si hanno invece con le applicazioni Stirling.

Un altro vantaggio importante è che essendo formato da un ciclo chiuso non si ha la necessità di mantenere il tutto a pressione ambiente; nelle applicazioni è possibile arrivare ad avere valori massimi di pressioni anche di 100 bar e pressioni minime di 25-30 bar, riuscendo a mantenere le macchine molto compatte.

Il fluido-lavoro può essere molto diverso: solitamente si usa l'aria poiché ovviamente se ne ha in gran quantità e perché non ha costi aggiuntivi, ma può essere utilizzato anche l'elio riuscendo a conseguire temperature molto più alte.

Il punto debole dei motori Stirling è rappresentato dal basso rendimento: ovviamente non è possibile raggiungere il rendimento di Carnot, e anzi le prime applicazioni realizzate arrivavano ad un rendimento elettrico del 10%.

I motivi di questi bassi rendimenti e le principali differenze tra ciclo reale e ideale sono le seguenti:

- attriti tra componenti in moto e attrito fluidodinamico, ovvero perdite per ventilazione;
- la temperatura massima T_3 è abbastanza bassa rispetto alle temperature massime che possono essere sfruttate con altre macchine;
- scambi termici non voluti durante il trasferimento del calore con le sorgenti esterne;
- dato che le pressioni sono molto alte per riuscire a raggiungere macchine molto compatte, si hanno consistenti fughe di fluido attraverso le tenute verso l'esterno ed il passaggio indesiderato verso diversi componenti della macchina stessa;
- nelle fasi 2 e 4 per la realizzazione del motore ideale sarebbe necessario l'utilizzo di materiali adiabatici, mentre nelle fasi 1 e 3 sarebbe necessario materiale adiabatico da un lato mentre dall'altro materiale in grado di garantire scambio termico; ovviamente non è disponibile né in natura né artificialmente un materiale in grado di essere al contempo adiabatico e anche consentire uno scambio termico;
- idealmente tutto il calore che viene ceduto alla matrice del rigeneratore nel passaggio dalla fase 4 alla fase 1 dovrebbe essere pari a quello acquisito dall'aria tra la fasi 2 e 3. Nella realtà questa situazione non è praticabile, poiché si dovrebbe avere a disposizione un tempo infinito per lo scambio termico o una superficie di scambio infinita;
- il fluido di lavoro non riesce a compiere il percorso ideale all'interno del motore che permetterebbe di avere il massimo prodotto finale, ma anzi spesso fluisce in modo del tutto irregolare.

Prestazioni e costi

All'aumentare della pressione aumenta anche la produzione del motore; nello specifico quello che si nota è una corrispondenza quasi lineare tra output di potenza e pressione. Un altro effetto positivo che si consegue con l'aumento della pressione è l'aumento del rendimento. Purtroppo però, come già accennato, bisogna rendersi conto che l'aumento di pressione introduce anche complicanze notevoli nel progetto: per reggere alte pressioni si devono realizzare motori anche più robusti ed ermetici, ma complessivamente, per quanto sia alto il livello tecnologico raggiunto, è inevitabile che aumentino le fughe di fluido di lavoro all'aumentare della pressione. In motori con valori particolarmente spinti di pressione deve essere addirittura previsto un reintegro periodico di fluido.

Anche un aumento di temperatura favorisce l'aumento della potenza e del rendimento, anche se in due modalità differenti. La potenza cresce sempre all'aumentare della temperatura mentre il rendimento inizialmente cresce con la temperatura, ma raggiunto il massimo comincia poi a calare. Il discorso sulla temperatura deve per forza considerare anche la necessità del raffreddamento del fluido di lavoro durante la compressione in modo tale da ottenere una trasformazione pressoché isoterma: una minore temperatura della sorgente fredda porta ad uno scambio termico più consistente con il fluido di lavoro, permettendo a quest'ultimo di raggiungere una temperatura inferiore al termine della compressione, ottenendo di conseguenza un aumento della potenza e del rendimento.

All'aumentare della velocità di rotazione si ottiene ancora una volta un innalzamento del rendimento e della potenza prodotta fino al raggiungimento di un valore massimo, ma poi ad un ulteriore incremento di velocità fa seguito una diminuzione di entrambe le grandezze. Come per la pressione si ha che l'aumento di velocità porta anche ad un effetto negativo: diminuisce il tempo di permanenza del fluido sulle pareti della macchina, e di conseguenza diminuisce anche lo scambio termico che dovrebbe avvenire, diminuendo l'efficienza complessiva.

Nei motori Stirling il rigeneratore occupa uno spazio che è volume morto dove rimane intrappolato del fluido che non partecipa al ciclo, nel senso che viene trasportato dai pistoni ma non è usato per la produzione di potenza; se però viene impiegato un rigeneratore troppo piccolo allora può realizzarsi uno scambio di calore non sufficiente.

In generale la progettazione di questo motore risulta quindi molto complessa e spesso non dipende unicamente dall'individuazione precisa dei parametri in gioco: è difficile realizzare una circolazione del fluido di lavoro che sia priva di fughe o spazi morti ed ogni specifico particolare ottimizzato può portare alla penalizzazione di altri.

Inoltre l'energia prodotta da questo motore è proporzionale alla differenza tra la temperatura massima e quella minima: dato che il limite inferiore per la temperatura minima è costituito dalla temperatura ambiente, se si vuole aumentare la differenza di temperatura è necessario innalzare la temperatura massima; ovviamente questo innalzamento si scontra con i limiti tecnici dei materiali. Per spingersi ad un valore di temperatura sempre maggiore sarà necessario aumentare l'investimento per dirigersi su materiali più pregiati.

A causa del fatto che queste macchine risultano molto più complesse rispetto alle altre soluzioni per la microgenerazione, per cercare di ottenere le prestazioni più alte possibili vengono utilizzati componenti di altissima qualità, cosa che limita i possibili interventi volti a conseguire una maggior semplicità costruttiva.

Fino a qualche anno fa quindi, a causa di questi fattori, i motori Stirling dovevano compiere ancora grossi passi avanti per diventare competitivi; importanti innovazioni oggi sono in parte state raggiunte e questa tecnologia comincia a mostrare positivi segni per una maggiore diffusione. Un punto ancora fortemente a svantaggio di questi motori è l'elevato costo, che risulta essere molto superiore a quello dei motori a combustione interna di pari potenza; i costi attuali sono di circa 5000 €/kW installato. I costruttori contano di riuscire ad abbassare prontamente i costi e ad alzare i rendimenti elettrici fino al 30%, in modo da rendere ancora più competitivi questi motori. In ogni caso gli studi e le ricerche effettuate, e le prime installazioni eseguite, hanno portato ad affermare che la possibilità di risparmio che si consegue, utilizzando un sistema di microgenerazione di questa tipologia, rispetto ai sistemi tradizionali, è di circa 300-400 €/anno per gli impianti mono-familiari e le case costruttrici dichiarano un tempo dai 3 ai 4 anni per il ritorno dell'investimento. Questi valori in realtà derivano da stime abbastanza ottimistiche, raggiungibili probabilmente solamente con un consistente sistema di incentivazione.

Il motore Stirling tuttavia può essere installato con risultati promettenti in un'abitazione unifamiliare, con potenza elettrica prodotta pari a circa 1 kW, in un condominio con taglia 5 kW, o con taglia di circa 30 kW per grandi edifici del settore civile, raggiungendo una vita utile abbastanza elevata, tra 40000 e 65000 ore. Al livello attuale a cui è giunto lo sviluppo di questi motori, è possibile ottenere un'applicazione domestica, mono familiare, con dimensioni e rumorosità di una comune lavatrice.

3.4.1 VITOTWIN 300-W di Viessmann

Il gruppo Viessmann, fondato nel 1917, è leader a livello internazionale nella produzione di sistemi per il riscaldamento.

Questa azienda è presente con 27 sedi di produzione e progettazione in 11 Paesi, con organizzazioni di vendita in 74 Paesi e 120 punti vendita nel mondo. Il 54% del suo fatturato viene realizzato nelle filiali estere.

Energia elettrica e calore per utenze domestiche

Riuscendo ad unire dimensioni compatte e un'avanzata tecnologia si è raggiunto un importante traguardo nella produzione combinata di calore ed elettricità anche in piccole utenze come case mono o bi-familiari.

Il microgeneratore Vitotwin 300-W è progettato con un motore Stirling lineare a pistone libero da 0,99 kW_{el} e 6 kW_{th} e una caldaia a gas a condensazione Vitodens 200-W con funzione integrativa per soddisfare il carico di punta.

Funzionamento stabile e bassa richiesta di manutenzione

Questo motore viene incorporato all'interno di un involucro chiuso ermeticamente, risultando molto silenzioso e potendo quindi essere installato anche in vicinanza o direttamente all'interno dei locali abitativi; presenta un funzionamento molto regolare e affidabile, consentendo una manutenzione rapida e poco frequente, di natura cautelativa e svolta con cadenza annuale, del tutto simile a quella di una caldaia a condensazione.

Come fluido di lavoro utilizza l'elio che viene riscaldato nella parte superiore della struttura dove è installato un bruciatore circolare MatriX ed è poi invece raffreddato con acqua nella parte inferiore; il calore prodotto nel bruciatore viene poi trasferito alla testa dello Stirling grazie a lamelle termoconduttrici. In questa sezione della macchina, quando si è a pieno regime, vengono raggiunte temperature molto alte, all'incirca di 500°C.

Tra le sezioni calda e fredda è installato il rigeneratore, e il displacer, posizionato superiormente, ha il compito di spostare alternativamente l'elio dalla parte calda a quella fredda e viceversa; il pistone posizionato in basso viene poi mosso dalla differenza di pressione dovuta alla dilatazione dell'elio e qui si ha la trasformazione da energia cinetica ad energia elettrica in un apposito generatore.

Tutto il calore che si è riusciti a recuperare nel motore Stirling viene convogliato nello scambiatore di calore Inox-Radial in acciaio inossidabile che si trova superiormente e che serve all'innalzamento della temperatura dell'acqua per il riscaldamento dell'ambiente e dell'acqua calda sanitaria, ma che viene anche utilizzato dalla caldaia integrativa nel caso di richiesta termica di picco.

L'acqua di riscaldamento (ritorno) attraversa la zona più fredda del generatore ed è proprio qui che il calore generato è ceduto a quest'acqua.

Sia il bruciatore del motore Stirling che la caldaia integrativa sono dotati di una tubazione di alimentazione gas e scarico fumi in comune, ed è per questo che l'installazione di Vitotwin 300-W non è diversa da quella di una caldaia a gas a condensazione.

Questo microgeneratore è molto facile da installare, in modo simile ad una unità a gas e prevede un adattamento automatico alla rete. Affinché questa soluzione possa garantire un valido ritorno economico è necessario garantire un consumo annuo di gas equivalente almeno a 26000 kWh e quello elettrico superiore a 3000 kWh all'anno.

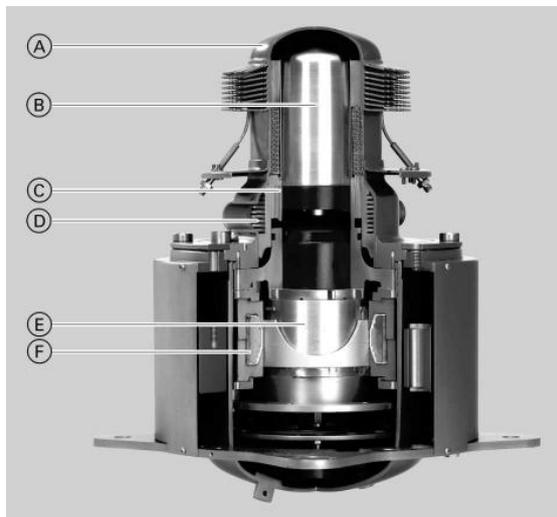
La produzione di energia termica fornita da questa macchina è continua, di conseguenza in alcuni momenti si può avere un surplus di produzione rispetto al reale fabbisogno, ed è quindi necessario che l'impianto sia dotato di un serbatoio di accumulo dell'acqua di riscaldamento.

Energia termica ed elettrica da un unico generatore

Vitotwin 300-W è progettato per garantire in modo ottimale il soddisfacimento del fabbisogno di energia elettrica e calore e grazie al ricorso al serbatoio di accumulo si riesce a garantire un alto fattore di carico.

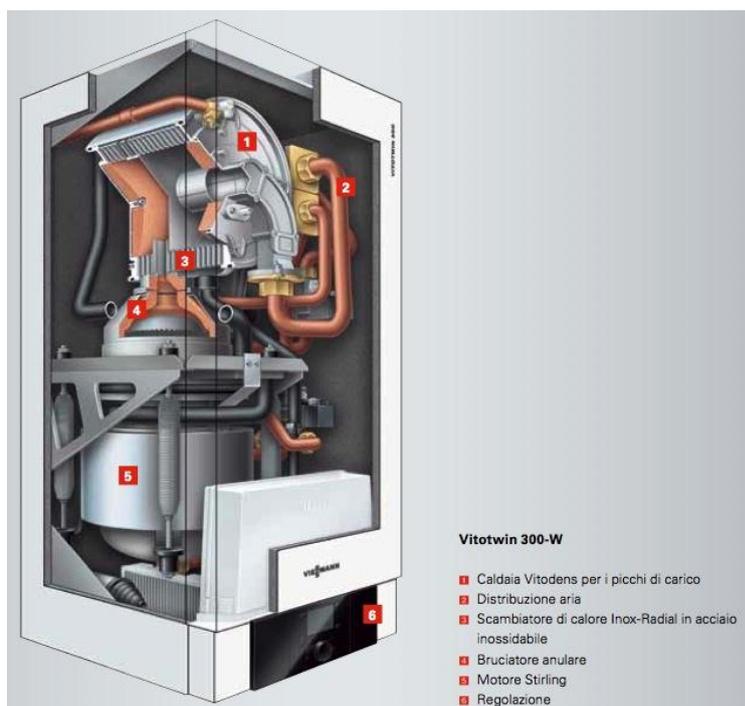
Tramite una funzione di richiesta di corrente, è possibile regolare la produzione del motore per soddisfare una maggior richiesta di elettricità.

Ovviamente maggiore sarà l'utilizzo del motore, più alta sarà l'ottimizzazione e minore sarà il tempo di recupero dell'investimento.



- (A) Testa Stirling
- (B) Displacer
- (C) Rigeneratore
- (D) Parte raffreddata da acqua
- (E) Pistone di lavoro
- (F) Avvolgimento statorico

Figura 22: motore Stirling (fonte: db_Vitotwin_300-w.pdf, Viessmann)



Vitotwin 300-W

- 1 Caldaia Vitodens per i picchi di carico
- 2 Distribuzione aria
- 3 Scambiatore di calore Inox-Radial in acciaio inossidabile
- 4 Bruciatore anulare
- 5 Motore Stirling
- 6 Regolazione

Figura 23: Vitotwin 300-W (fonte Vitotwin_300-w.pdf, Viessmann)

Microgeneratore sulla base della tecnologia Stirling con caldaia integrata per il carico di punta		
Potenza elettrica (lorda)	kW_{el}	0,99
Campo di potenzialità utile (dati secondo norma EN 677)		
T _v /T _R = 50/30 °C	kW_{th}	3,6-26,0
T _v /T _R = 80/60 °C	kW_{th}	3,2-24,6
Campo di potenzialità utile con produzione d'acqua calda sanitaria	kW	3,2-24,6
Potenzialità al focolare	kW	3,6-25,2
Frequenza (corrente generata)	Hz	49,5-50,3
Marchio CE		CE-0085CM0150
Tipo di protezione		IP X4D secondo EN 60529
Pressione allacciamento gas		
Gas metano	mbar	20
Pressione max. allacciamento gas^{*1}		
Gas metano	mbar	25,0
Potenza elettr. assorbita (max.)	W	138
Pompa di circolazione (allo stato di fornitura)	W	70
Peso	kg	125
Contenuto scambiatore di calore	l	5,0
Portata volumetrica max.	l/h	1200
Valore limite per l'impiego di un disaccoppiamento idraulico		
Portata nominale acqua con T _v /T _R = 80/60 °C	l/h	1018
Pressione max. d'esercizio	bar	3
Dimensioni d'ingombro		
Lunghezza	mm	480
Larghezza	mm	480
Altezza	mm	900
Altezza con curva AZ (centro)	mm	1057
Attacco gas	R	½
Valori di allacciamento		
riferiti al carico massimo		
con gas		
gas metano	m ³ /h	2,71
gas metano LL	m ³ /h	3,15
Gas di scarico^{*2}		
Valori gas di scarico secondo G 635/G 636		
Temperatura (con una temperatura del ritorno di 30 °C)		
– alla potenzialità utile	°C	45
– con carico ridotto	°C	35
Temperatura (con una temperatura del ritorno di 60 °C)		
Temperatura (con T _v /T _R 80/60°C)	°C	68
Portata		
Gas metano		
– alla potenzialità utile	kg/h	44,4
– con carico ridotto	kg/h	6,9
Pressione disponibile		
	Pa	160
	mbar	1,6
Contenuto di CO ₂		
Gas metano		
– alla potenzialità utile	%	9,1
– con carico ridotto	%	8,6
NO _x , classe 5	mg/kWh	8,2
Rendimento stagionale (secondo DIN 4709) con		
T _v /T _R = 50/30 °C	%	120
Quantità media acqua di condensa		
con gas metano e T _v /T _R = 50/30 °C		
	l/giorno	11-13
Attacco condensa (beccuccio tubetto in gomma)		
	Ø mm	20-24

^{*1} Se la pressione di allacciamento del gas è superiore al valore max. consentito, occorre inserire un apposito regolatore di pressione gas a monte dell'impianto.

^{*2} Valori orientativi per il dimensionamento del sistema di scarico fumi secondo EN 13384.
Temperature fumi come valori lordi riferiti ad una temperatura aria di combustione di 20 °C.

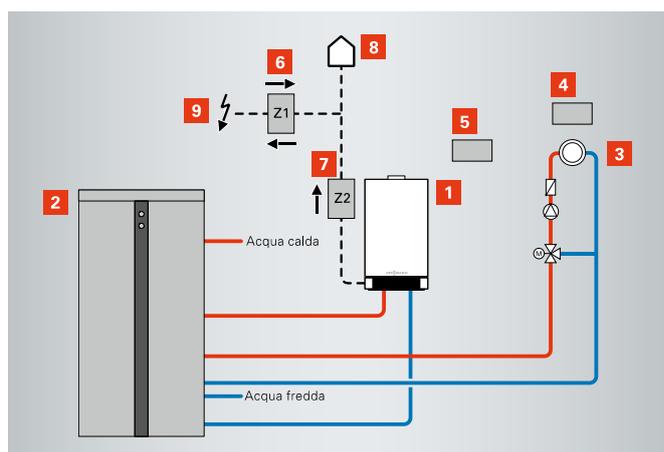
La temperatura fumi con temperatura del ritorno di 30 °C è vincolante per il dimensionamento del sistema di scarico fumi.
La temperatura fumi con temperatura del ritorno di 60 °C serve a determinare il campo d'impiego dei tubi fumi alle temperature massime di esercizio.

Microgeneratore sulla base della tecnologia Stirling con caldaia integrata per il carico di punta		
Potenza elettrica (lorda)	kW_{el}	0,99
Campo di potenzialità utile (dati secondo norma EN 677)		
$T_V/T_R = 50/30 \text{ } ^\circ\text{C}$	kW_{th}	3,6-26,0
$T_V/T_R = 80/60 \text{ } ^\circ\text{C}$	kW_{th}	3,2-24,6
Attacco scarico fumi	$\varnothing \text{ mm}$	60
Attacco adduzione aria	$\varnothing \text{ mm}$	100
Allacciamento rete	mm^2	3 x 2,5
Livello di rumorosità	db(A)	54
Fattore di risparmio energia primaria		
– bruciatore Stirling	%	21,9
– unità completa	%	>17,1
Fattore di energia primaria		0,98

Tabella 12: dati tecnici del motore Vitotwin 300-W (fonte: db_Vitotwin_300-w.pdf, Viessmann)

Si riassumono i dati tecnici principali:

- Microgeneratore con caldaia integrata per soddisfare i picchi di carico;
- Motore Stirling: 0,99 kW_{el} , 5,7 kW_{th} ; rendimento complessivo 107% (riferito al PCI);
- Caldaia Vitodens 200-W: da 6 a 20 kW, rendimento stagionale 98% (riferito al PCS), 109% (riferito al PCI);
- Potenza complessiva Vitotwin 300-W: 0,99 kW_{el} , 26 kW_{th} ;
- Dimensioni (altezza x larghezza x profondità): 900 x 480 x 480 mm;
- Peso: 120 kg;
- Rumorosità 46 dB.



Il sistema

- 1 Vitotwin 300-W
- 2 Vitocell 340-M
- 3 Collettore circuito riscaldamento Divicon
- 4 Comando remoto
- 5 Vitocom 100

Collegamento elettrico

- 6 Contatore bidirezionale
- 7 Contatore (integrato)
- 8 Rete energia elettrica domestica
- 9 Rete di fornitura pubblica

Figura 24: sistema domestico Viessmann (fonte: Vitotwin_300-w.pdf, Viessmann); [Vitocell 340-M è un serbatoio di accumulo e Vitocom 100 è un dispositivo per il controllo a distanza dell'impianto]

3.4.2 GENOA01 e GENOA03 di Genoastirling

Genoastirling S.r.l è nata con l'intento di tradurre in applicazioni pratiche la lunga esperienza di ricerca sui motori Stirling a combustione esterna, sostenuta in collaborazione con l'università di Genova e alcune università italiane.

Questa azienda si occupa di consulenza, progettazione e costruzione di motori Stirling abbinati a caldaie per l'utilizzo in unità abitative o in piccole realtà operative, per realtà

industriali o pubbliche oppure per l'utilizzo in abbinamento ad apparecchiature che concentrano l'energia solare o l'energia termica di forni a legna.

I vantaggi conseguibili con l'utilizzo del motore Stirling sono notevoli: impatto ambientale e paesaggistico praticamente irrisorio, mancanza della necessità di lunghi processi burocratici per l'autorizzazione dell'impianto e risparmio economico conseguibile nel tempo per chi effettua l'investimento.

I motori Genostirling possono essere installati in modo da integrare applicazioni esistenti, conseguendo l'obiettivo di commutare queste soluzioni da semplici sistemi di produzione del calore a impianti di cogenerazione.

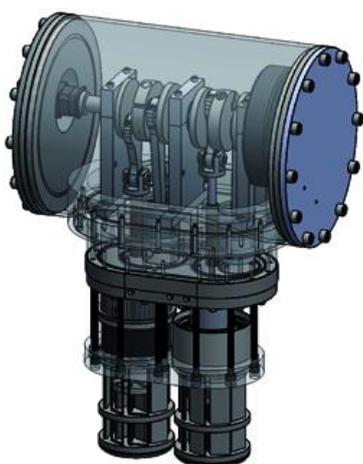


Figura 25: motore Stirling (fonte: Genostirling)

L'interessamento di questa azienda verso il motore Stirling nasce nel 2002, quando è iniziata la collaborazione con la facoltà di ingegneria dell'università di Genova, per la progettazione e costruzione di un primo esemplare di motore a combustione esterna. Lo scopo era quello di ottenere un motore di dimensioni e costi ridotti in grado di fornire una potenza tale da renderlo economicamente vantaggioso per il mercato domestico e delle piccole attività produttive.

Tra il 2002 e il 2008 le ricerche effettuate hanno portato alla realizzazione di diversi prototipi via via sempre più evoluti, fino ad arrivare alla realizzazione dell'ultimo esemplare caratterizzato da una potenza di 800 W.

Successivamente nel 2009 si è riusciti a realizzare una versione finale di motore Stirling da 1 kW_{el}.

Risultati successivi hanno portato alla realizzazione di un prototipo da 3 kW_{el} che è stato successivamente realizzato nel 2012 in 5 esemplari venduti a centri di ricerca, università e clienti italiani ed europei.

Le caratteristiche conseguite da questi motori, dopo anni di esperienza, sono molto promettenti:

- semplicità di costruzione: il motore permette di essere smontato e rimontato in modo abbastanza rapido, anche in assenza di tecnici specializzati, e con semplici conoscenze di meccanica;
- altissima versatilità, ovvero i motori possono essere utilizzati con una vasta gamma di bruciatori o caldaie: bruciatori a gas, caldaie a biomassa (pellet, legna, cippato). Inoltre anche variando tipologie di bruciatori o di caldaie non è nemmeno necessario modificare lo scambiatore caldo del motore.
- assenza di lubrificazione e limitato uso di guarnizioni dinamiche: è presente solamente una guarnizione a tenuta, rotante, all'uscita dell'albero che potrebbe

addirittura essere eliminata includendo il generatore elettrico all'interno del carter (involucro che racchiude e protegge gli organi meccanici);

- utilizzo di aria come gas di lavoro, al posto dell'elio o dell'idrogeno, per permettere l'utilizzo anche nelle località più isolate, difficilmente raggiungibili da rifornimenti di questi gas. Ovviamente ricorrendo all'elio la potenza del motore cresce molto, anche del 40%, ma allo stato attuale di studio non si è riusciti ad individuare quale sia la reale fuga di fluido nel lungo periodo.
- resistenza ed affidabilità: si sono condotti lunghi studi per individuare i materiali che meglio sopportassero condizioni gravose di utilizzo, in particolare soffermandosi su quei materiali che avessero maggiore resistenza alle alte temperature, alla corrosione, all'ossidazione e alla fatica. Un motore che funziona ad esempio a 600 giri/min deve riuscire ad interfacciarsi con condizioni molto stressanti: 10 pulsazioni al secondo, salto di pressione di alcune decine di bar e temperature di 700-800°C o anche superiori. Solitamente il motore inizia a lavorare a circa 550°C, e a pieno regime raggiunge i 750°C; gli esemplari realizzati sono stati progettati per resistere anche alla temperatura massima di 1000°C grazie ai materiali AISI 310 utilizzati.

Materiali impiegati:

Scambiatore e dissipatore di calore:	Acciaio inox AISI 316
Rigeneratore:	Rete acciaio inox AISI 310
Blocco motore e carter:	Alluminio
Bielle:	Alluminio
Albero motore:	Barra acciaio temperata e rettificata
Pistoni:	Alluminio con copertura in molibdeno

Caratteristiche principali:

CC:	522
Gas di lavoro:	aria (azoto)
Sovrapressione:	fino a 30 bar
Temperatura di esercizio:	(lato caldo) 750 °C
Temperatura di partenza:	(lato caldo) 520°C
Giri per minuto:	(sotto carico) 600
Lubrificazione:	non necessaria
Raffreddamento:	acqua
Manutenzione:	ispezione ogni 1000 ore/lavoro
Dimensioni di ingombro (circa):	716 mm x 770 mm x 240 mm
Peso (approx.):	120 kg

Prestazioni:

Potenza elettrica (DC) fino a 1 Kw (con Generatore magneti permanenti o equivalente)

Può lavorare per 24 ore / 7 giorni in continuo

Tabella 13: datasheet del motore GENOA01 (fonte: genoa01.pdf, Genoastirling)

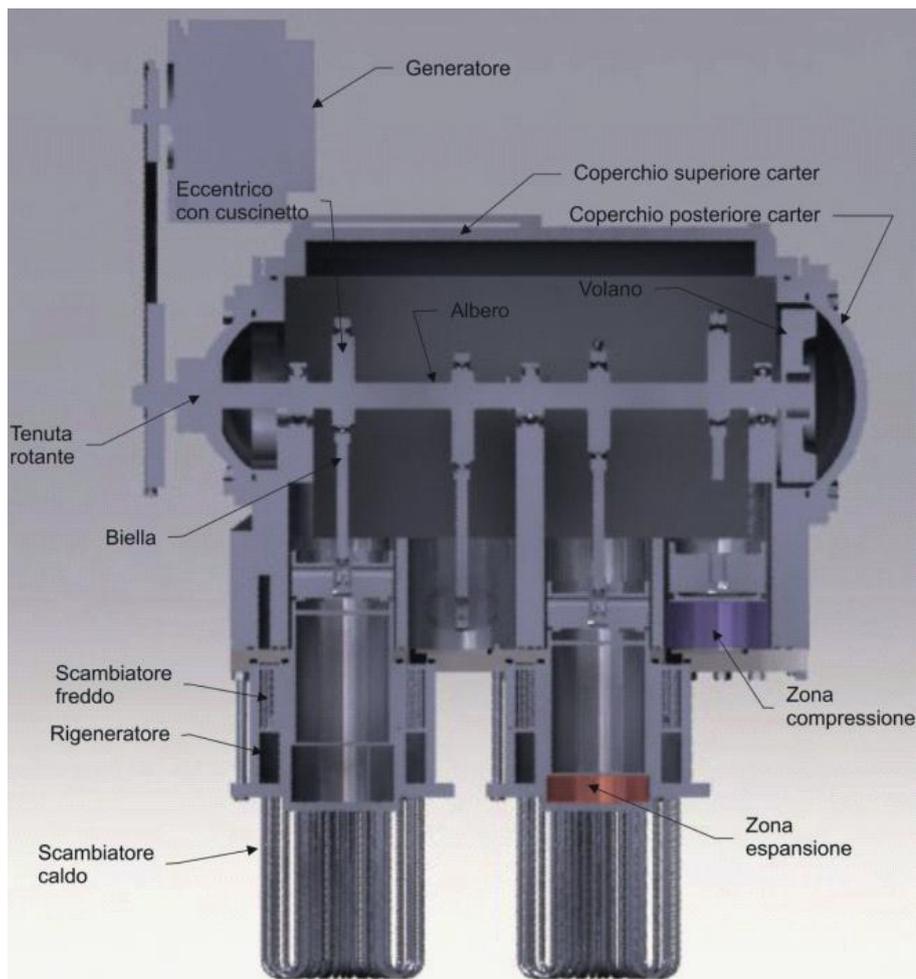


Figura 26: sezione del motore Stirling bicilindrico (fonte: Spaccato_bicilindro.pdf, Genoastirling)

3.4.3 WHISPERGEN di Whisper Tech Limited e Mondragon

Whisper Tech Limited è una compagnia che si occupa della progettazione e dello sviluppo di sistemi per la produzione di calore e energia elettrica, sia on-grid che off-grid.

Il progetto Whispergen nasce nel 1987 in Nuova Zelanda, presso l'università di Canterbury, dove un team di sviluppo cominciò a studiare una soluzione basata sull'impiego del motore Stirling e sul principio della microgenerazione.

Nel 1993 il team presentò il progetto alla compagnia elettrica Southpower (predecessore dell'attuale Orion), che capì subito l'enorme potenziale del progetto e decise immediatamente di investirci: è da qui che nasce la Whisper Tech Limited, proprio con l'obiettivo di ultimare e produrre il sistema di microgenerazione Whispergen.

Nel 2006 anche la Meridian Energy, la più grande compagnia in Nuova Zelanda per la produzione di energia da fonte rinnovabile, comincia a supportare economicamente la Whisper Tech Limited e questo progetto.

Inizialmente la Compagnia Whisper Tech si concentrò essenzialmente sulle applicazioni per il settore navale, ma negli anni successivi passò anche al settore domestico. Grazie all'alto interesse mostrato nei confronti di questa tecnologia da parte dell'Europa, nasce la collaborazione con Mondragon.

Dalla collaborazione di Whisper Tech e Mondragon nel 2008 nasce la compagnia Efficient Home Energy (EHE), che si concentra appunto sulla produzione del motore Stirling Whispergen e sulla sua distribuzione nelle case europee. Oggi il microgeneratore Whispergen è al 100% proprietà della Mondragon.

WHISPERGEN

Si tratta di un motore Stirling dotato di quattro pistoni funzionante con azoto come fluido di lavoro; la fonte di calore è fornita dalla combustione esterna di gas naturale. Questo calore viene utilizzato per mantenere il più possibile costante la temperatura dell'azoto durante la sua espansione; durante la trasformazione di compressione invece, per evitare che la temperatura del gas salga troppo, viene utilizzato un liquido refrigerante che a sua volta sarà sfruttato per riscaldare l'acqua necessaria al riscaldamento ambientale e all'uso sanitario dell'utenza.

Grazie al raggiungimento di un'ottima qualità nella progettazione, il movimento dei 4 pistoni risulta molto efficiente, e questo fa sì che siano state raggiunte robustezza ed affidabilità molto alte.

Per quanto riguarda l'interfaccia motore-utenza, le connessioni sono del tutto simili a quelle relative ad una caldaia tradizionale, di conseguenza l'installazione del motore Whispergen non risulta assolutamente complicata e può essere complessivamente eseguita in un'unica giornata di lavoro, sia in un'abitazione nuova sia in una già esistente.

Per aumentare il fattore di carico, questo motore prevede già l'abbinamento ad un sistema di accumulo, in modo tale da spostare nel tempo l'utilizzo del prodotto termico, in base alla necessità dell'utenza; maggiore sarà il volume del serbatoio installato, più alto sarà il fattore di carico e di conseguenza più alta sarà anche l'efficienza del motore.

Il motore Whispergen può oggi contare su un'esperienza acquisita in più di 15 anni di attività, ed esso è ormai installato presso utenze di numerosi paesi europei.



SPECIFICA PRODOTTO

Format: FR-63 – Revision:00

Informazioni generali				
Modello	EU1			
Motore	Motore Stirling doppia azione 4 cilindri			
Bruciatore	Bruciatore premix a radiazione			
Generatore	Generatore asincrono – 4 poli ad una fase			
Connessioni elettriche	230 V AC, 50 Hz			
Temperatura fumi	< 95°C			
Caduta pressione fumi	45 PA			
Dati prestazioni				
	IT/ UK / ES	NL	DE/AT	BE
Tipo di gas	2H – 2 ND famiglia gas naturale	2L – 2 ND famiglia gas naturale	2E o 2LL – 2 ND famiglia gas naturale	2E +- 2 ND famiglia gas naturale
Condizioni di fornitura	2L – G25 – 25 mbar	2E – G20 – 20 mbar o 2LL G25-20 mbar	2H – G20 – 20 mbar	2E +- G20/25 – 20/25 mbar
Consumi				
Consumo nominale – Bruciatore principale	9,5 kW Consumo tipico alla potenza nominale			
Max Consumo – Bruciatore principale e ausiliario funzionanti	16 kW (il bruciatore ausiliario opera con consumo fissato a 6 kW)			
Produzione				
Produzione lorda nominale elettrica	1000W			
Produzione nominale termica a 60-80°C	7,5 – 8,3 kW			
Produzione termica con bruciatore ausiliario a 60-80°C	13,2 – 14,5 kW			
Efficienza				
Efficienza termica a 30-40°C	> 95%			
Efficienza elettrica a 30-40°C	10,0 – 11,0 %			
Efficienza termica a 60-80°C	> 85%			
Efficienza elettrica a 60-80°C	10,0 – 11,0 %			
Emissioni				
CO	< 100 mg/kWh			
NOx	< 70 mg/kWh			
Consumo elettrico				
Standby	< 11 W			
In generazione	< 60 W			
Connessioni				
Gas	Rp 1/2 (DN15)			
Centrale termica	Rp 3/4 (DN20)			
Valvola sicurezza	Rp 1/2 (DN15)			
Condensa	Rp 1/2 (DN15)			
Fumi	Diam. 80/125 mm			
Dimensioni				
Dimensioni esterne	491 x 838 x 563			
Peso	154 kg con imballaggio // 142 kg senza imballaggio			

Tabella 14: datasheet del motore Whispergen (fonte: Specifica-tecnica-EU1_IT.pdf da EHE)

A partire dalla fine del 2012 sono stati studiati e progettati sistemi di microgeneratori Whispergen, alimentati a propano; si tratta di un'importante innovazione perché, anche le utenze difficilmente raggiunte dalla rete di distribuzione del gas naturale, potranno comunque servirsi di questi sistemi micro CHP per il soddisfacimento dei loro fabbisogni energetici.

4 Modellazione di impianti

Il seguente studio tratta l'analisi, la modellazione, la simulazione e la descrizione di sistemi micro CHP diversamente caratterizzati, mediante l'utilizzo del programma Simulink, per una valutazione concernente dimensionamento e prestazioni energetiche, e del programma HOMER Energy per una valutazione legata all'aspetto economico.

Le taglie considerate sono quelle relative a macchine o motori adatte al soddisfacimento del fabbisogno energetico, sia elettrico che termico, di un'utenza residenziale; in particolare si è considerato un range di utenze che vanno dal singolo appartamento, o abitazione singola, fino all'utenza più grande rappresentata da un condominio di 6 appartamenti.

In Simulink **l'attenzione è rivolta alla macchina micro CHP nel suo insieme**, i componenti vengono dimensionati o caratterizzati solamente nelle parti in cui sono indispensabili al funzionamento o alla logica dell'impianto complessivo, ovvero non tutti i singoli dettagli del componente vengono trattati. Questo perché gli obiettivi di questo lavoro si concretizzano nell'individuare le migliori configurazioni d'impianto che portano alle più alte prestazioni raggiungibili, e nel confronto tra prestazioni energetiche o caratteristiche economiche tra impianti diversi. In HOMER Energy invece, dopo aver caratterizzato la macchina micro CHP, **la valutazione economica viene eseguita sul sistema** composto da macchina cogenerativa, rete elettrica e caldaia.

Gli impianti studiati sono le microturbine a gas e i motori Stirling.

4.1 Simulink

4.1.1 MICROTURBINE A GAS

4.1.1.1 Prima simulazione: microturbina a gas dati gli input

La prima simulazione effettuata tratta la modellazione di una microturbina a gas con input fissati in regime stazionario, in cui il flusso delle informazioni matematiche segue il flusso dei processi che avvengono nel normale funzionamento della macchina, ottenendo quindi una logica sequenziale, dove le variabili indipendenti sono costituite dalle variabili di input.

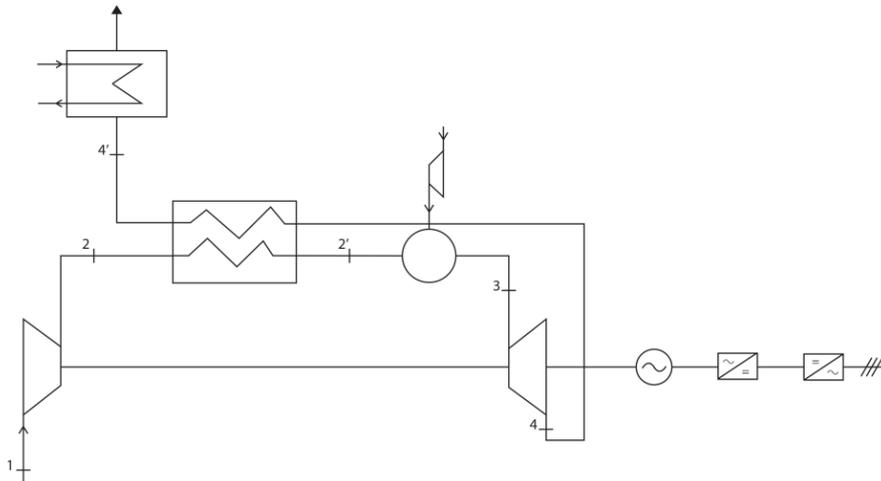


Figura 27: rappresentazione schematica di una microturbina a gas in assetto cogenerativo

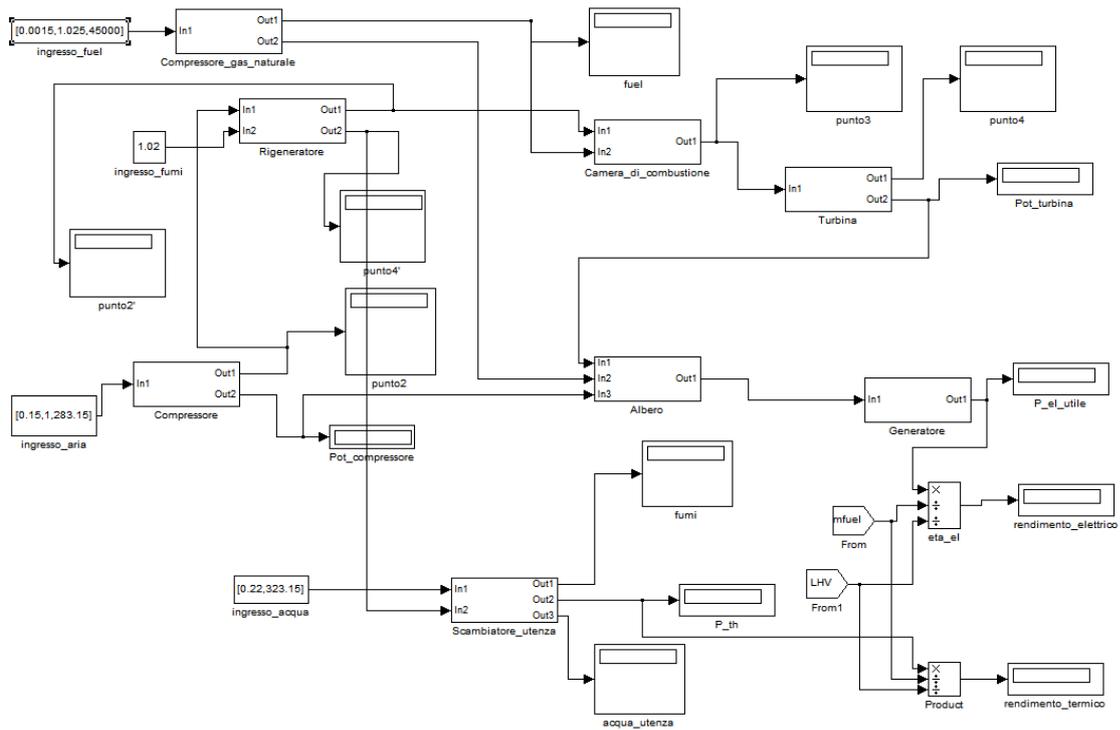
La numerazione utilizzata nei successivi modelli è quella rappresentata nella figura appena riportata.

Le variabili indipendenti sono le seguenti:

- m_1 : portata d'aria in ingresso al compressore pari a 0,15 kg/s;
- p_1 : pressione dell'aria all'ingresso del compressore pari ad 1 bar;
- T_1 : temperatura dell'aria all'ingresso del compressore pari a 283,15 K;
- m_f : portata di combustibile (gas naturale) di 0,0015 kg/s;
- p_f : pressione del combustibile dalla rete di distribuzione di 1,025 bar;
- LHV: potere calorifico inferiore del combustibile pari a 45000 kJ/kg;
- $p_2/p_1=r_c$: rapporto di compressione di 6;
- $\eta_{is,c}$: rendimento isoentropico del compressore pari a 0,73;
- p_4 : pressione dei fumi in uscita dalla turbina pari a 1,02 bar;
- r_c : rapporto di espansione pari a 6;
- $\eta_{is,t}$: rendimento isoentropico della turbina pari a 0,92;
- η_{gen} : rendimento del generatore elettrico di 0,82;
- m_w : portata d'acqua nello scambiatore dell'utenza di 0,22 kg/s;
- $T_{w,in}$: temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore dell'utenza di 323,15 K;
- $\epsilon_{sc,ut}$: efficienza dello scambiatore dell'utenza pari a 0,9.

Si assumono poi i fluidi operativi come gas perfetti, e si fissano il $c_{p,aria}=1,004$ kJ/(kg*K), $k_{aria}=c_p/c_v=1,4$, $c_{p,fumi}=1,17$ kJ/(kg*K), $k_{fumi}=1,33$. Il calore specifico dell'acqua considerato è $c_{p,acqua}=4,186$ kJ/(kg*K).

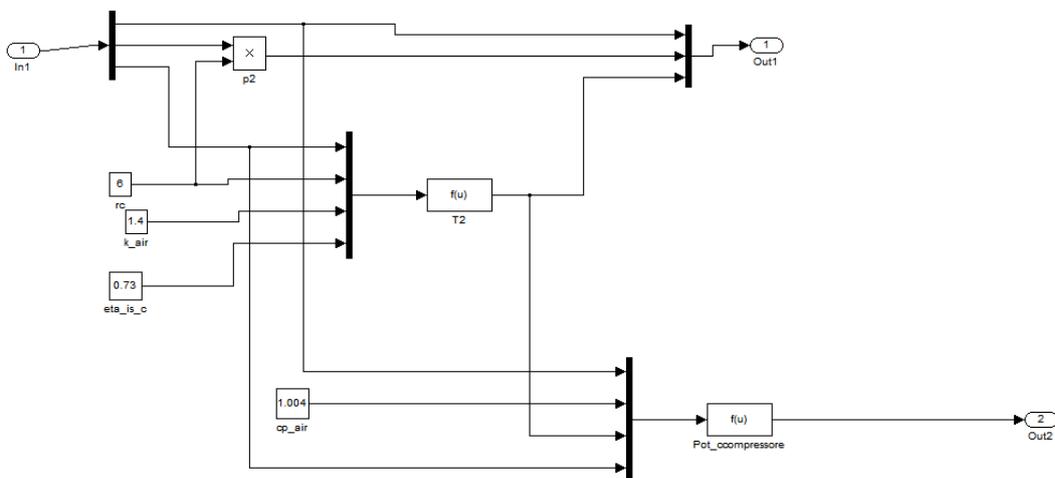
L'impianto nel suo insieme viene schematizzato nel modo seguente:



Si analizzano in seguito nel dettaglio i singoli componenti.

Nelle varie simulazioni, il flusso in uscita dalla camera di combustione, verrà chiamato indifferentemente portata dei fumi o portata dei gas e allo stesso modo le grandezze ad esso relative.

Componente compressore:



Il flusso d'aria viene compresso e di conseguenza variano i parametri che lo caratterizzano: la pressione e la temperatura aumentano, raggiungendo i valori, che in uscita dal compressore in corrispondenza del punto 2, risultano calcolati nel modo seguente:

$$p_2 = p_1 \times r_c$$

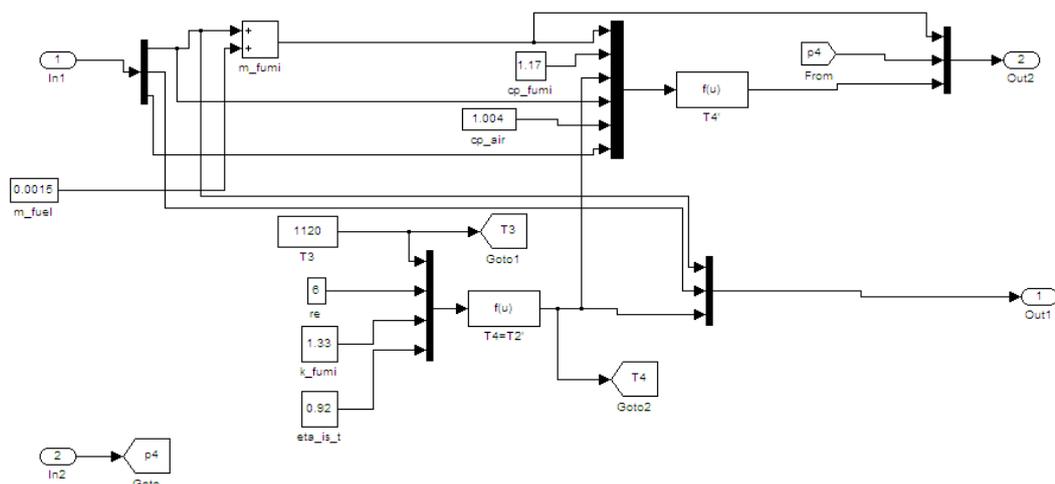
$$T_2 = T_1 \times \left(1 + \frac{r_c^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1}{\eta_{is,c}} \right)$$

dove i valori indicati con il pedice 1 sono appunto i valori dei parametri relativi all'ingresso dell'aria al componente compressore. In questo blocco viene calcolata successivamente anche la potenza elettrica assorbita, utilizzando l'equazione:

$$P_{\text{compressore}} = \dot{m}_{\text{aria}} \times c_{p,\text{aria}} \times (T_2 - T_1)$$

Le grandezze in uscita dal compressore sono rappresentate quindi dal flusso d'aria e dalla potenza assorbita, valori che saranno utilizzati in ingresso ai blocchi successivi.

Componente **rigeneratore**:



Questo blocco schematizza lo scambio termico che avviene tra l'aria in uscita dal compressore e i fumi in uscita dalla turbina, necessario ad alzare la temperatura dell'aria in ingresso alla camera di combustione, in modo da ottenere una combustione più efficiente e completa.

Solo per comodità di realizzazione teorica, si è scelto di fissare la temperatura T_3 , pari a 1120 K = 846,85°C, tenendo presente che, trattandosi di macchine di taglia molto piccole, questa temperatura massima raggiunta è notevolmente inferiore rispetto alla stessa temperatura raggiunta nelle macchine più grandi, a causa dell'impossibilità di introdurre sistemi di raffreddamento interni. Avendo fissato questo valore si può procedere al calcolo della temperatura T_4 , che in questa trattazione sarà sempre considerata uguale alla temperatura T_2 :

$$T_4 = T_{2'} = T_3 \times \left[1 - \left(1 - r_e^{\frac{1-k_{\text{gas}}}{k_{\text{gas}}}} \right) \times \eta_{\text{is,t}} \right]$$

Dal punto di vista concettuale la portata di massa dei fumi, data dalla somma delle portate di aria e combustibile, dovrebbe essere calcolata all'interno della camera di combustione, dove appunto avviene la miscelazione dei due flussi, ma per procedere al calcolo della temperatura T_4 , ovvero della temperatura dei fumi in uscita dal rigeneratore, è necessario calcolare già in questo blocco la suddetta portata. Ottenuta dunque la portata dei fumi, dal bilancio energetico allo scambiatore si riesce a calcolare la T_4 nel modo seguente:

$$T_{4'} = \frac{\dot{m}_{\text{fumi}} \times c_{p,\text{fumi}} \times T_4 - \dot{m}_{\text{aria}} \times c_{p,\text{aria}} \times (T_{2'} - T_2)}{\dot{m}_{\text{fumi}} \times c_{p,\text{fumi}}}$$

Le grandezze in uscita dal rigeneratore sono quindi costituite dal flusso d'aria riscaldato, che viene fornito in ingresso alla camera di combustione, e dal flusso di fumi che verrà utilizzato in un secondo scambiatore, con il fine di scaldare l'acqua sanitaria o quella ad uso di riscaldamento ambientale dell'utenza presso la quale sarà installata la microturbina.

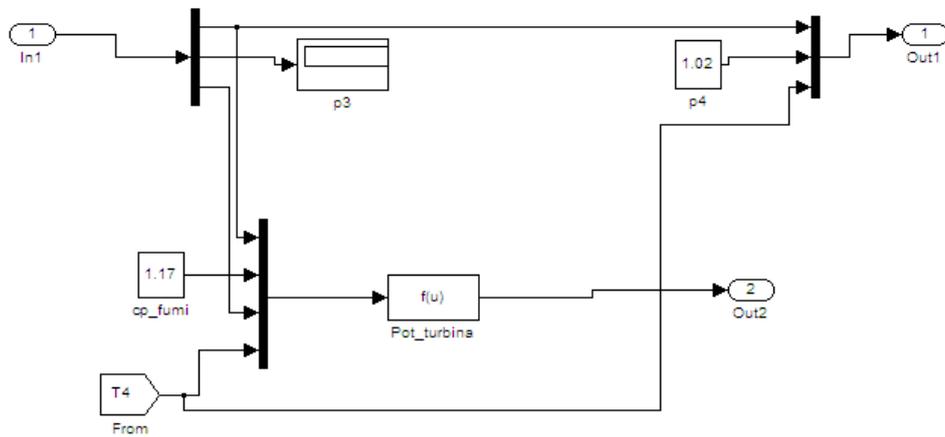
Componente **compressore del gas naturale:**

All'ingresso di questo componente viene fornito direttamente il segnale relativo al gas naturale proveniente dalla rete di distribuzione; esso subisce un aumento di pressione in modo da raggiungere il valore ottimale per l'ingresso nella camera di combustione, dato che la pressione di rete è notevolmente inferiore alla pressione in camera di combustione; il rapporto di compressione fissato è di 4. Ovviamente per comprimere il combustibile questo compressore assorbirà una potenza, assunta fissata.

Componente **camera di combustione:**

Per come è stata simulata la microturbina, avendo eseguito la maggior parte dei calcoli fondamentali di ciclo all'interno del rigeneratore, nella camera di combustione non sono stati eseguiti passaggi matematici indispensabili, ma semplicemente si è proseguito lo schema con il passaggio dei flussi dal componente rigeneratore al componente turbina. Per questo motivo non viene riportato lo schema ad essa relativo.

Componente **turbina**:



Il passaggio più importante ottenuto in questo componente è costituito dal calcolo della potenza prodotta durante l'espansione, caratterizzato dall'equazione seguente:

$$P_t = \dot{m}_{\text{fumi}} \times c_{p,\text{fumi}} \times (T_3 - T_4)$$

In uscita dalla turbina sarà mostrato il flusso dei fumi e la potenza prodotta in espansione che, insieme alle potenze assorbite dal compressore dell'aria e del combustibile, verranno fornite in ingresso al componente successivo, ovvero l'albero.

Componente **albero**:

All'interno è calcolata appunto la potenza ottenuta all'albero, con la seguente equazione:

$$P_{\text{albero}} = P_{\text{turbina}} - P_{\text{compressore,aria}} - P_{\text{compressore,gas_naturale}}$$

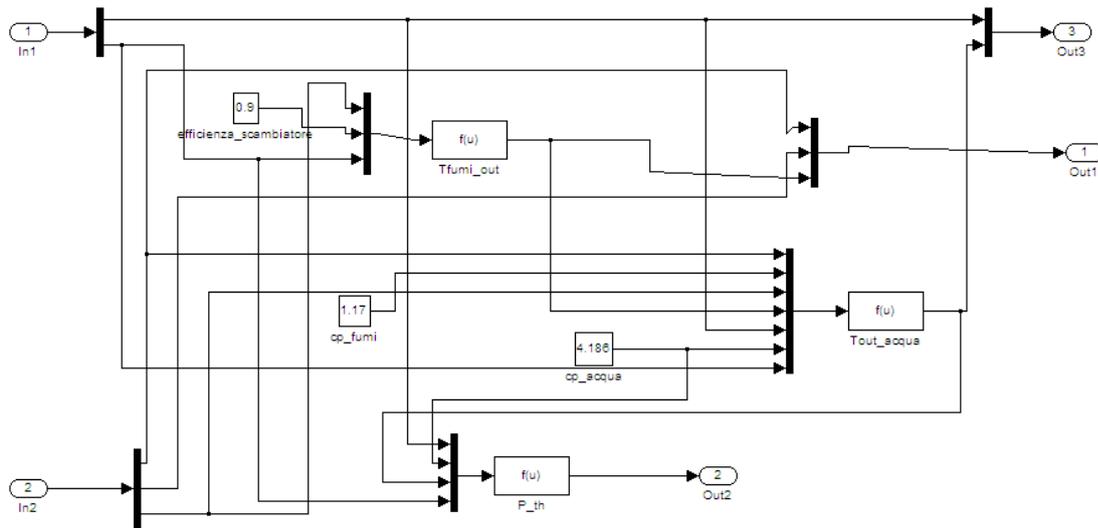
Questo valore viene poi passato al blocco generatore.

Componente **generatore**:

La potenza all'albero viene moltiplicata per il rendimento del generatore elettrico ottenendo in uscita l'output di potenza elettrica utile:

$$P_{\text{elettrica,utile}} = P_{\text{albero}} \times \eta_{\text{gen}}$$

Componente scambiatore utenza:



All'interno di questo componente avviene lo scambio termico necessario ad aumentare la temperatura dell'acqua fino ai valori necessari agli utilizzi domestici. Gli ingressi di questo scambiatore sono costituiti dal flusso d'acqua e da quello dei fumi che escono dal rigeneratore. Dall'equazione dell'efficienza dello scambiatore di calore:

$$\varepsilon = \frac{T_{fumi,in} - T_{fumi,out}}{T_{fumi,in} - T_{acqua,in}}$$

imponendo la $T_{acqua,in}$ e l'efficienza ε riesco ad ottenere la temperatura dei fumi in uscita dallo scambiatore:

$$T_{fumi,out} = T_{fumi,in} - T_{fumi,in} \times \varepsilon + T_{acqua,in} \times \varepsilon$$

Per quanto riguarda la determinazione delle grandezze relative al flusso d'acqua, dal bilancio termico:

$$\dot{m}_{fumi} \times c_{p,fumi} \times (T_{fumi,in} - T_{fumi,out}) = \dot{m}_{acqua} \times c_{p,acqua} \times (T_{acqua,out} - T_{acqua,in})$$

si riesce ad ottenere la temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore:

$$T_{acqua,out} = \frac{\dot{m}_{fumi} \times c_{p,fumi} \times (T_{fumi,in} - T_{fumi,out}) + \dot{m}_{acqua} \times c_{p,acqua} \times T_{acqua,in}}{\dot{m}_{acqua} \times c_{p,acqua}}$$

Avendo entrambe le temperature, sia dell'acqua che dei fumi, si può procedere al calcolo della potenza termica prodotta dalla microturbina, ovvero della potenza che i fumi cedono all'acqua:

$$P_{termica} = \dot{m}_{acqua} \times c_{p,acqua} \times (T_{acqua,out} - T_{acqua,in})$$

In uscita a questo componente verranno mostrati i flussi di acqua, di fumi e la potenza termica ottenuta.

Infine all'esterno dei blocchi vengono calcolati il rendimento elettrico e termico dell'impianto:

$$\eta_{\text{elettrico}} = \frac{P_{\text{elettrica,utile}}}{(\dot{m}_{\text{fuel}} \times \text{LHV})}$$

$$\eta_{\text{termico}} = \frac{P_{\text{termica}}}{(\dot{m}_{\text{fuel}} \times \text{LHV})}$$

Si riportano i dati più significativi del modello:

COMPRESSORE	
$\dot{m}_1 = 0,15 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_2 = 0,15 \text{ kg/s}$
$p_1 = 1 \text{ bar}$	$p_2 = 6 \text{ bar}$
$T_1 = 283,15 \text{ K} = 10 \text{ °C}$	$T_2 = 542,4 \text{ K} = 269,25 \text{ °C}$

RIGENERATORE	
$\dot{m}_2 = 0,15 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{2'} = 0,15 \text{ kg/s}$
$\dot{m}_{\text{fumi}} = 0,1515 \text{ kg/s}$	
$T_3 = 1120 \text{ K} = 846,85 \text{ °C}$	
$T_4 = T_{2'} = 750,2 \text{ K} = 477,05 \text{ °C}$	
$T_{4'} = 573,7 \text{ K} = 300,55 \text{ °C}$	

SCAMBIATORE UTENZA	
$\dot{m}_{\text{acqua}} = 0,22 \text{ kg/s}$	
$T_{\text{acqua,out}} = 366,55 \text{ K} = 93,4 \text{ °C}$	

CARATTERISTICHE D'IMPIANTO	
$P_{\text{compressore}} = 39,05 \text{ kW}$	
$P_{\text{turbina}} = 65,55 \text{ kW}$	
$P_{\text{elettrica,utile}} = 16,81 \text{ kW}$	
$P_{\text{termica}} = 39,97 \text{ kW}$	
$\eta_{\text{elettrico}} = 0,249$	
$\eta_{\text{termico}} = 0,5921$	

Questa simulazione è stata eseguita con lo scopo primario di modellare teoricamente il funzionamento dell'impianto microturbina a gas, fissando e tarando gli input e alcuni parametri di ciclo in modo da individuare un funzionamento quanto più possibile simile a quello di catalogo: le grandezze caratteristiche e i risultati ottenuti rispecchiano abbastanza fedelmente quelle rilevate nei cataloghi, di conseguenza si può concludere che, per quanto sia un modello teorico, esso comunque rispecchia quasi completamente i progetti di microturbine reali.

In ogni caso, la difficoltà maggiore riscontrata, trattandosi comunque di modelli, è quella di ottenere dei valori di prestazione elevati; tuttavia in questa simulazione, considerando i suddetti limiti, il rendimento complessivo dato dalla somma del rendimento elettrico e di quello termico, è abbastanza alto, pari a 0,8411.

Inoltre i risultati ottenuti in questa simulazione sono stati utilizzati come base per le simulazioni successive, e per avere un termine di paragone quasi completamente reale: infatti in ambito progettuale ciò che solitamente si ha a disposizione non sono certo i dati in input (come invece è avvenuto in questa simulazione), ma piuttosto, in base al fabbisogno dell'utenza che si andrà a servire, sarà individuata la taglia ottimale dell'impianto necessaria al soddisfacimento di quel fabbisogno, ovvero si partirà da un dato di output (potenza elettrica utile), e si andranno a determinare gli input necessari all'alimentazione della macchina (portata d'aria e di combustibile).

E' proprio questo il principio seguito per la successiva simulazione.

4.1.1.2 Seconda simulazione: microturbina a gas con output fissato

Questa seconda simulazione tratta la modellazione di una microturbina a gas con potenza elettrica utile fissata in regime stazionario, in cui il flusso delle informazioni matematiche non segue il flusso del processo fisico, proprio perché la logica utilizzata considera come dato di partenza un dato che costituisce un output nel normale funzionamento della macchina.

Sostanzialmente la simulazione procede con un primo "giro" dove si effettua il calcolo delle variabili di ciclo senza conoscere la portata di massa d'aria in ingresso al sistema: l'equazione fondamentale che permette la risoluzione dell'intero modello è rappresentata dal calcolo della potenza elettrica utile specifica per unità di portata d'aria entrante. Dividendo poi il valore della potenza elettrica utile fissata come dato iniziale (output fissato) per la potenza elettrica utile specifica calcolata, si ottiene la portata d'aria; successivamente è possibile cominciare il secondo "giro" dove, proprio grazie alla portata di massa d'aria appena ottenuta, si calcolano tutte le variabili mancanti.

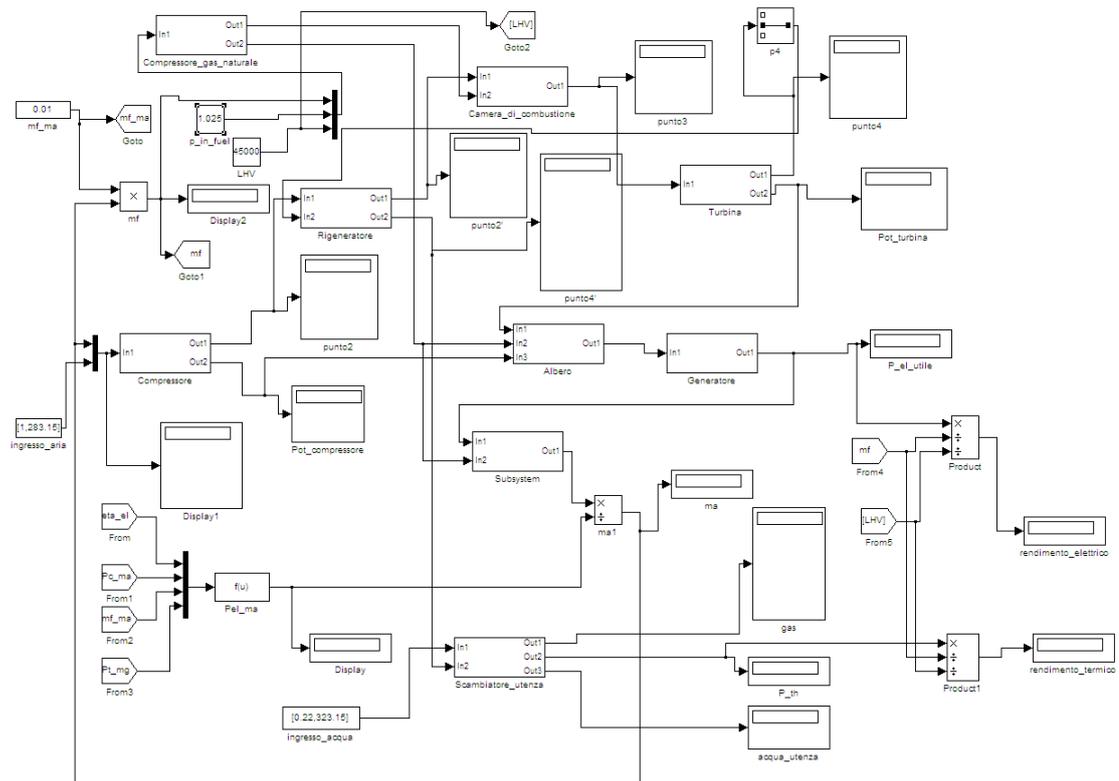
Le variabili indipendenti sono le seguenti:

- P_{el_ut} : 16,81 kW;
- p_1 : pressione dell'aria all'ingresso del compressore pari ad 1 bar;
- T_1 : temperatura dell'aria all'ingresso del compressore pari a 283,15 K;
- m_f/m_a : rapporto tra la portata di combustibile e la portata d'aria, pari a 0,01;
- p_f : pressione del combustibile dalla rete di distribuzione di 1,025 bar;
- LHV: potere calorifico inferiore del combustibile pari a 45000 kJ/kg;
- $p_2/p_1=r_c$: rapporto di compressione di 6;
- $\eta_{is,c}$: rendimento isoentropico del compressore pari a 0,73;
- p_4 : pressione dei fumi in uscita dalla turbina pari a 1,02 bar;
- r_e : rapporto di espansione pari a 6;

- $\eta_{is,t}$: rendimento isoentropico della turbina pari a 0,92;
- η_{gen} : rendimento del generatore elettrico di 0,82;
- m_w : portata d'acqua nello scambiatore dell'utenza di 0,22 kg/s;
- $T_{w,in}$: temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore dell'utenza di 323,15 K;
- $\epsilon_{sc,ut}$: efficienza dello scambiatore dell'utenza pari a 0,9.

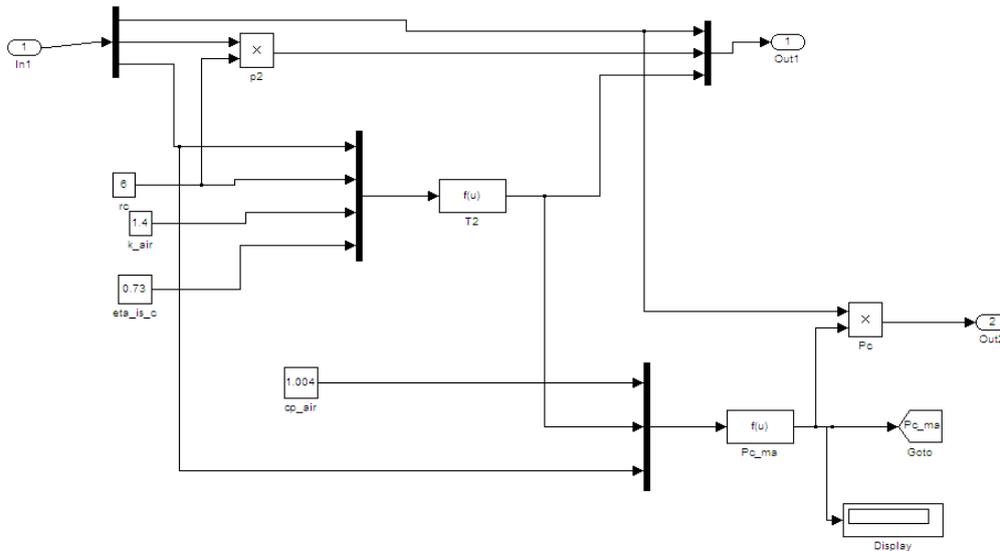
Si assumono poi i fluidi operativi come gas perfetti, e si fissano il $c_{p,aria}=1,004$ kJ/(kg*K), $k_{aria}=c_p/c_v=1,4$, $c_{p,gas}=1,17$ kJ/(kg*K), $k_{gas}=1,33$. Il calore specifico dell'acqua considerato è $c_{p,acqua}=4,186$ kJ/(kg*K).

Lo schema complessivo d'impianto realizzato è riportato nell'immagine seguente:



Si vuole sottolineare che le equazioni, i concetti o i blocchi analoghi a quelli della simulazione precedente non vengono nuovamente trattati; per la loro comprensione si rimanda quindi alla prima simulazione.

Componente compressore:



Il concetto e i calcoli eseguiti in questo componente sono del tutto analoghi a quelli eseguiti nella simulazione precedente per quanto riguarda la pressione e la temperatura dell'aria in uscita dal componente stesso. La diversità rispetto al precedente modello è costituita dal calcolo della potenza assorbita dal compressore; infatti non possedendo l'informazione relativa al valore della portata di massa d'aria in ingresso, è possibile ottenere soltanto un valore di potenza specifica, rappresentata dall'equazione seguente:

$$\frac{P_{\text{compressore}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} = c_{p,\text{aria}} \times (T_2 - T_1)$$

Si inserisce un blocco "goto" per passare il valore $P_{\text{compressore}}/\dot{m}_{\text{aria}}$ appena calcolato all'esterno del componente compressore e utilizzarlo tramite un blocco "from", per raggiungere gli scopi spiegati in seguito.

Al secondo giro, compiuto una volta che sia stata calcolata la portata di massa d'aria, è possibile calcolare invece proprio la potenza assorbita dal compressore, così come mostrato nell'immagine appena riportata, grazie all'equazione:

$$P_{\text{compressore}} = \frac{P_{\text{compressore}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} \times \dot{m}_{\text{aria}}$$

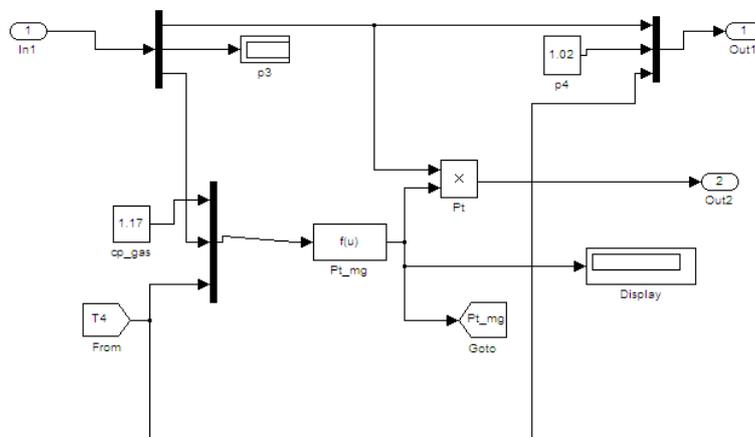
Componente rigeneratore:

L'unica diversità rispetto al modello precedente con gli input fissati è costituita dal calcolo della temperatura T_4 , poiché come affermato dalla simulazione precedente, per ottenere il

suo valore, sarebbe necessaria la portata dei gas (o fumi), parametro che in questa simulazione, e in questo punto del ciclo, non è ancora conosciuta; di conseguenza si utilizza concettualmente la stessa equazione del precedente modello, ma ora la portata dei gas è espressa in funzione del parametro conosciuto, ovvero $\dot{m}_{fuel}/\dot{m}_{aria}$.

$$T_{4r} = \frac{\left[\left(\frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{aria}} + 1 \right) \times c_{p,gas} \times T_4 - c_{p,aria} \times (T_{2r} - T_2) \right]}{\left[\left(\frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{aria}} + 1 \right) \times c_{p,gas} \right]}$$

Componente **turbina**:



Lo schema è analogo al blocco turbina della precedente simulazione, solamente che, così come avvenuto per il compressore, anche qui si deve procedere al calcolo della potenza specifica della turbina, proprio perché al primo giro non si possiede la portata di massa dei gas (data dalla somma di portata d'aria e portata di fuel, entrambe incognite in questo punto dello sviluppo della simulazione):

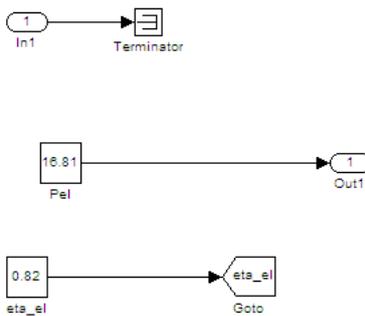
$$\frac{P_{turbina}}{\dot{m}_{gas}} = c_{p,gas} \times (T_3 - T_4)$$

Anche qui il valore appena calcolato di $P_{turbina}/\dot{m}_{gas}$ viene passato ad un blocco "goto" per essere poi utilizzato all'esterno del componente turbina grazie all'impiego di un blocco "from".

Al secondo giro, avendo a disposizione la portata di massa d'aria e di fuel e potendo quindi calcolare la portata di massa complessiva dei fumi o gas, si procede nel modo seguente:

$$P_{\text{turbina}} = \frac{P_{\text{turbina}}}{\dot{m}_{\text{gas}}} \times \dot{m}_{\text{gas}}$$

Componente **generatore**:



All'interno di questo componente si fissa proprio la potenza elettrica utile dell'impianto (output fissato), e il segnale d'ingresso che giunge in questo blocco è terminato con un blocco "terminator", che ha proprio il compito di bloccare il primo giro della simulazione e permettere il calcolo delle grandezze necessarie all'inizio del giro successivo, che completerà la risoluzione dell'intero schema. Un altro valore che viene qui fissato è il rendimento elettrico del generatore, che viene passato all'esterno con il solito blocco "goto".

Blocco **Subsystem**:

Questo blocco è un componente fittizio, che non trova corrispondenza nel progetto reale di un impianto microturbina a gas, ma indispensabile per effettuare una corretta sequenza di calcolo. Infatti, avendo fissato un valore preciso per la potenza assorbita dal compressore del gas naturale, non si ha modo di trovare il valore di potenza assorbita specifica rispetto alla portata di combustibile, così come avvenuto invece per la potenza assorbita dal compressore dell'aria e la potenza prodotta in espansione; di conseguenza per ottenere dei calcoli corretti all'interno di questo blocco si utilizza un espediente che è di assoluta fattezze matematica, ma che non ha nessuna corrispondenza con i processi fisici reali di funzionamento delle microturbine. In questo blocco cioè si esegue il seguente calcolo:

$$P_{\text{compressore,gas_naturale}} \times \eta_{\text{gen}} + P_{\text{elettrica,utile}}$$

Esternamente ai componenti:

In questo punto del ciclo, al termine del primo giro, è possibile calcolare la potenza elettrica utile specifica rispetto alla portata di massa d'aria come anticipato in precedenza; proprio grazie all'impiego dei blocchi "from", che ricevono i valori passati dai corrispondenti blocchi "goto", si può costruire l'equazione seguente:

$$\frac{P_{\text{elettrica,utile}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} = \eta_{\text{gen}} \times \left[\frac{P_{\text{turbina}}}{\dot{m}_{\text{gas}}} \times \left(\frac{\dot{m}_{\text{fuel}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} + 1 \right) - \frac{P_{\text{compressore}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} \right]$$

La potenza elettrica utile specifica così trovata viene combinata in un blocco "product" con il valore trovato all'interno del blocco Subsystem per ottenere la portata di massa d'aria, indispensabile al completamento del modello con il calcolo degli altri valori di ciclo:

$$\dot{m}_{\text{aria}} = \frac{(P_{\text{compressore,gas,naturale}} \times \eta_{\text{gen}} + P_{\text{elettrica,utile}})}{\left(\frac{P_{\text{elettrica,utile}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} \right)}$$

Infine con la portata di massa d'aria appena ottenuta è possibile ricavare anche la portata di massa di combustibile utilizzando un altro blocco "product" per effettuare il prodotto tra il rapporto di dosatura e la portata d'aria:

$$\dot{m}_{\text{fuel}} = \frac{\dot{m}_{\text{fuel}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} \times \dot{m}_{\text{aria}}$$

Ora, avendo a disposizione le portate di aria e combustibile, si calcolano le grandezze precedentemente elencate e rimaste incognite nel primo giro, ovvero la potenza assorbita durante la compressione dell'aria e la potenza prodotta in espansione.

I valori dei parametri prestazionali principali e delle variabili indipendenti di ciclo sono stati posti uguali a quelli della simulazione precedente, in modo tale da verificare la validità di questo modello proprio dal confronto con essa; in particolare in questa simulazione si è fissata la potenza elettrica utile pari a quella ottenuta come dato di output nella simulazione precedente. I dati di input ottenuti, portata d'aria e portata di combustibile, sono identici a quelli della simulazione precedente e di conseguenza anche tutte le altre grandezze di ciclo. Si conclude che il modello realizzato è quindi corretto, e di conseguenza, variando i parametri, può essere impiegato per simulare altri impianti simili, con taglie diverse.

Inoltre, seguendo la logica di progettazione, è questo secondo modello ad essere più simile alle applicazioni reali, perché qui viene fissata la potenza elettrica utile che si vuole ottenere, e solamente in base alla modellazione o in base alla progettazione, si risale al consumo di combustibile in ingresso, proprio come si procede durante una progettazione reale.

Questo modello è stato studiato con una taglia di 16,81 kW_{el} e 39,97 kW_{th}, di conseguenza, considerando che nelle abitazioni normalmente le caldaie tradizionali installate hanno una potenza di almeno 20 kW, si tratta di un modello di microturbina adatto a soddisfare il fabbisogno di un'utenza domestica bifamiliare. L'energia elettrica prodotta è considerevolmente superiore al fabbisogno della medesima utenza, di conseguenza il surplus sarà sicuramente immesso in rete, potendo quindi ricavarne un beneficio economico.

Per come è stato progettato il modello, esso può essere adattato a turbine di qualsiasi taglia, sia elettrica che termica, prestando attenzione al fatto che il modello di base è ottimizzato per lavorare con taglie non troppo elevate, rimanendo sempre all'interno della categoria micro CHP. Per essere sfruttato per la progettazione di sistemi di taglia maggiore, senza ottenere un drastico calo delle prestazioni, è necessario ricalibrare il modello, variando le specifiche tecniche di alcuni componenti, come ad esempio le efficienze degli scambiatori o i rendimenti isoentropici di compressore e turbina.

E' importante sottolineare che queste due prime simulazioni, essendo realizzate in regime stazionario, corrispondono alla condizione di funzionamento migliore possibile che si possa verificare per questi sistemi; infatti essendo macchine di taglia molto contenuta, esse lavorano al meglio soltanto se fatte lavorare sempre a regime, nelle condizioni operative per le quali sono state progettate: solo lavorando al carico nominale sono in grado di garantire il massimo valore delle prestazioni e soprattutto del rendimento. I rendimenti maggiori sono stati ottenuti proprio con queste due prime simulazioni, ritrovando un perfetto riscontro con i modelli reali.

E' altrettanto vero però che queste condizioni, seppur ottimali, raramente si verificano nella realtà, ovvero raramente si riuscirà ad avere una macchina che lavori sempre a regime, sempre nelle sue condizioni nominali. Le richieste elettrica e termica, soprattutto per utenze domestiche, variano in modo più o meno consistente, in base al fabbisogno e alle varie ore nell'arco della giornata.

Di conseguenza sono stati realizzati dei modelli che prevedessero proprio questa variazione di richiesta da parte dell'utenza, valutando come prestazioni, rendimenti e grandezze si modificano al variare del carico.

Passando dalla prima simulazione a quelle successive si sono quindi arricchiti i modelli con elementi sempre più corrispondenti a quelli reali, avvicinando sempre più il lavoro effettuato ad un reale progetto di MTG; con le simulazioni successive sale anche il livello di complessità dei modelli e risulta sempre più difficile rispettare alti valori di prestazione, ciò nonostante la corrispondenza con i valori a catalogo delle macchine reali rimane alta.

4.1.1.3 Terza simulazione: microturbina a gas con output elettrico fissato, successione di stati stazionari

Questa simulazione tratta la modellazione di una microturbina a gas con potenza elettrica utile fissata ma, a differenza del modello precedente, qui si considera una successione di stati stazionari; il concetto della simulazione è del tutto analogo alla simulazione precedente, e la logica di calcolo rispecchia fedelmente quella già realizzata.

Le variabili indipendenti sono le seguenti:

- P_{el_ut} : potenza elettrica utile pari a [10-10-23-18-10-10-14-23-10-10] kW;
- p_1 : pressione dell'aria all'ingresso del compressore pari ad 1 bar;
- T_1 : temperatura dell'aria all'ingresso del compressore pari a 283,15 K;
- m_f/m_a : rapporto tra la portata di combustibile e la portata d'aria, pari a 0,015;
- p_f : pressione del combustibile dalla rete di distribuzione di 1,025 bar;
- LHV: potere calorifico inferiore del combustibile pari a 45000 kJ/kg;
- $p_2/p_1=r_c$: rapporto di compressione di 6;
- $\eta_{is,c}$: rendimento isoentropico del compressore pari a 0,73;
- p_4 : pressione dei fumi in uscita dalla turbina pari a 1,02 bar;
- r_e : rapporto di espansione pari a 6;
- $\eta_{is,t}$: rendimento isoentropico della turbina pari a 0,9;
- η_{gen} : rendimento del generatore elettrico di 0,82;
- m_w : portata d'acqua nello scambiatore dell'utenza di 0,25 kg/s;
- T_{w_in} : temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore dell'utenza di [333-333-323-327-333-333-330-323-333-333] K;
- ϵ_{sc_ut} : efficienza dello scambiatore dell'utenza pari a 0,85.

Si assumono poi i fluidi operativi come gas perfetti, e si fissano il $c_{p_aria}=1,004$ kJ/(kg*K), $k_{aria}=c_p/c_v=1,4$, $c_{p_gas}=1,17$ kJ/(kg*K), $k_{gas}=1,33$. Il calore specifico dell'acqua considerato è $c_{p_acqua}=4,186$ kJ/(kg*K).

Con la stessa logica si può passare ora al calcolo della temperatura T_4 in ingresso al rigeneratore, utilizzando ora l'equazione propria del funzionamento di questo componente; avendo cioè a disposizione la temperatura $T_{4'}$, si può sfruttare l'equazione dell'efficienza del rigeneratore stesso:

$$\frac{T_4 - T_{4'}}{T_4 - T_2} = \varepsilon$$

ottenendo

$$T_4 = \frac{T_{4'} - T_2 \times \varepsilon}{(1 - \varepsilon)}$$

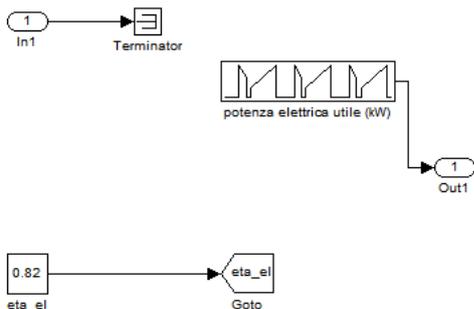
Dalla formula che lega T_3 e T_4 :

$$T_4 = T_3 \times \left[1 - \left(1 - r_e \frac{1 - k_{gas}}{k_{gas}} \right) \times \eta_{is,t} \right]$$

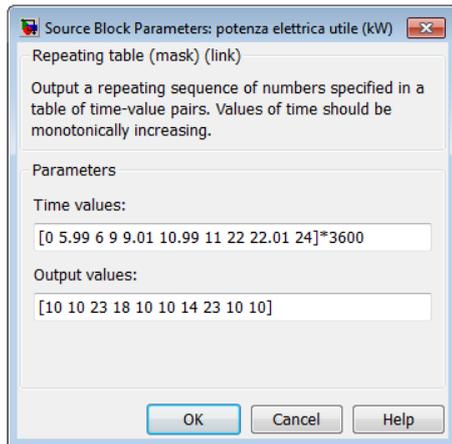
è ora possibile arrivare ad ottenere proprio la temperatura T_3 :

$$T_3 = \frac{T_4}{\left[1 - \left(1 - r_e \frac{1 - k_{gas}}{k_{gas}} \right) \times \eta_{is,t} \right]}$$

Componente generatore:



All'interno del generatore è stata imposta la potenza elettrica utile grazie ad un blocco "Repeating table", che la associa a particolari valori temporali:



Componente **scambiatore utenza:**

In questo componente vengono rappresentate le equazioni per il calcolo della potenza termica ottenuta dal funzionamento della macchina e la temperatura dell'acqua da inviare all'utenza.

Per quanto riguarda il calcolo della potenza termica si è considerata l'equazione seguente:

$$P_{\text{termica,fumi}} = P_{\text{termica,acqua}} = \dot{m}_{\text{fumi}} \times c_{p,\text{fumi}} \times (T_{4'} - T_{\text{fumi,out}})$$

Invece, per il calcolo della temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore, ovvero la temperatura dell'acqua che viene inviata all'utenza, l'equazione considerata è la seguente:

$$P_{\text{termica,acqua}} = \dot{m}_{\text{acqua}} \times c_{p,\text{acqua}} \times (T_{\text{acqua,out}} - T_{\text{acqua,in}})$$

Dalla quale si ricava:

$$T_{\text{acqua,out}} = \frac{P_{\text{termica,acqua}} + \dot{m}_{\text{acqua}} \times c_{p,\text{acqua}} \times T_{\text{acqua,in}}}{\dot{m}_{\text{acqua}} \times c_{p,\text{acqua}}}$$

Considerando valori non costanti per la potenza elettrica utile, tutto il sistema è stato impostato per lavorare con condizioni variabili di esercizio, di conseguenza si sono ottenuti range di valori per le grandezze caratteristiche di ciclo, cioè valori variabili per la portata di

massa di combustibile, per la portata di massa d'aria, per le temperature più significative, per la potenza termica e per i rendimenti elettrico e termico.

Di seguito si mostrano i valori dei parametri più importanti del modello:

GRANDEZZE CARATTERISTICHE D'IMPIANTO

$$P_{\text{elettrica,utile}} = [10 \div 23] \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{elettrico}} = [0,128 \div 0,25]$$

$$P_{\text{termica}} = [31,294 \div 46,061] \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{termico}} = [0,4 \div 0,5]$$

$$\dot{m}_{\text{aria}} = [0,116 \div 0,136] \text{ kg/s}$$

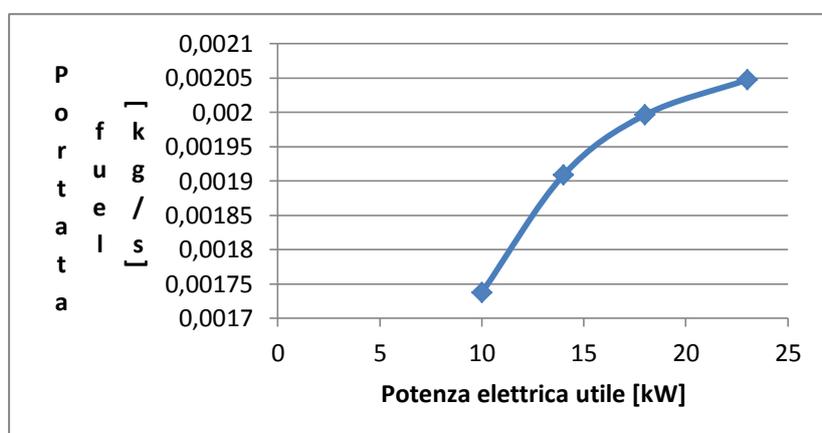
$$\dot{m}_{\text{fuel}} = [0,001737 \div 0,002047] \text{ kg/s}$$

$$T_{4'} = [600,667 \div 657,333] \text{ K} = [327,517 \div 384,183] \text{ }^{\circ}\text{C}$$

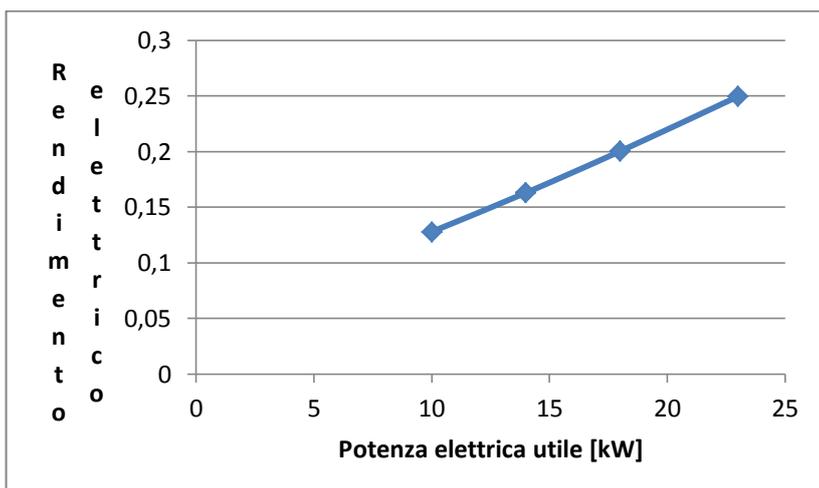
$$T_4 = [736,622 \div 925,511] \text{ K} = [463,472 \div 652,361] \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = [1088,086 \div 1367,1] \text{ K} = [814,936 \div 1093,95] \text{ }^{\circ}\text{C}$$

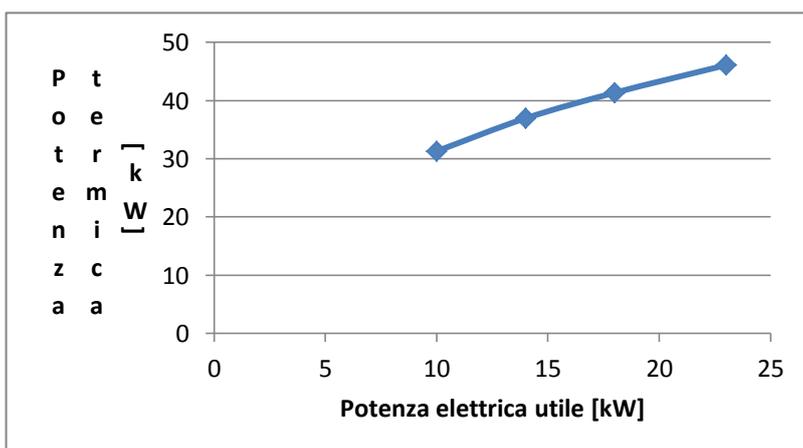
Si riportano tre grafici riguardanti le grandezze di prestazione della microturbina a gas:



Si vede come all'aumentare della potenza elettrica utile è necessario aumentare la portata di combustibile immessa in camera di combustione; di conseguenza è possibile valutare ad esempio la spesa per l'acquisto del combustibile, oppure eseguire il dimensionamento delle valvole, degli allacciamenti o delle tubazioni in grado di soddisfare quel preciso valore di portata, in relazione al corrispettivo valore di potenza elettrica utile richiesta dall'utenza.



Questo grafico riporta l'andamento del rendimento elettrico della macchina al variare della potenza elettrica utile prodotta; si vede chiaramente come, a mano a mano che cala la potenza elettrica utile, cala anche il rendimento. Come detto prima, trattandosi di macchine molto piccole e poco flessibili, è consigliabile farle lavorare in un range di potenza poco variabile, o per lo meno si deve essere consapevoli che, richiedendo un range più ampio, si deve accettare anche un rendimento al minimo carico che è abbastanza ridotto.



Questo grafico pone in relazione la potenza termica e la potenza elettrica utile prodotte: all'aumentare del valore di potenza elettrica utile aumenta anche la potenza termica, e viceversa. Ancora una volta, riferendosi alla potenza termica prodotta, maggiormente vincolante rispetto alla potenza elettrica, si vede che il modello realizzato è adatto a soddisfare un'utenza domestica bifamiliare.

4.1.1.4 Quarta simulazione: microturbina a gas con output termico fissato, successione di stati stazionari

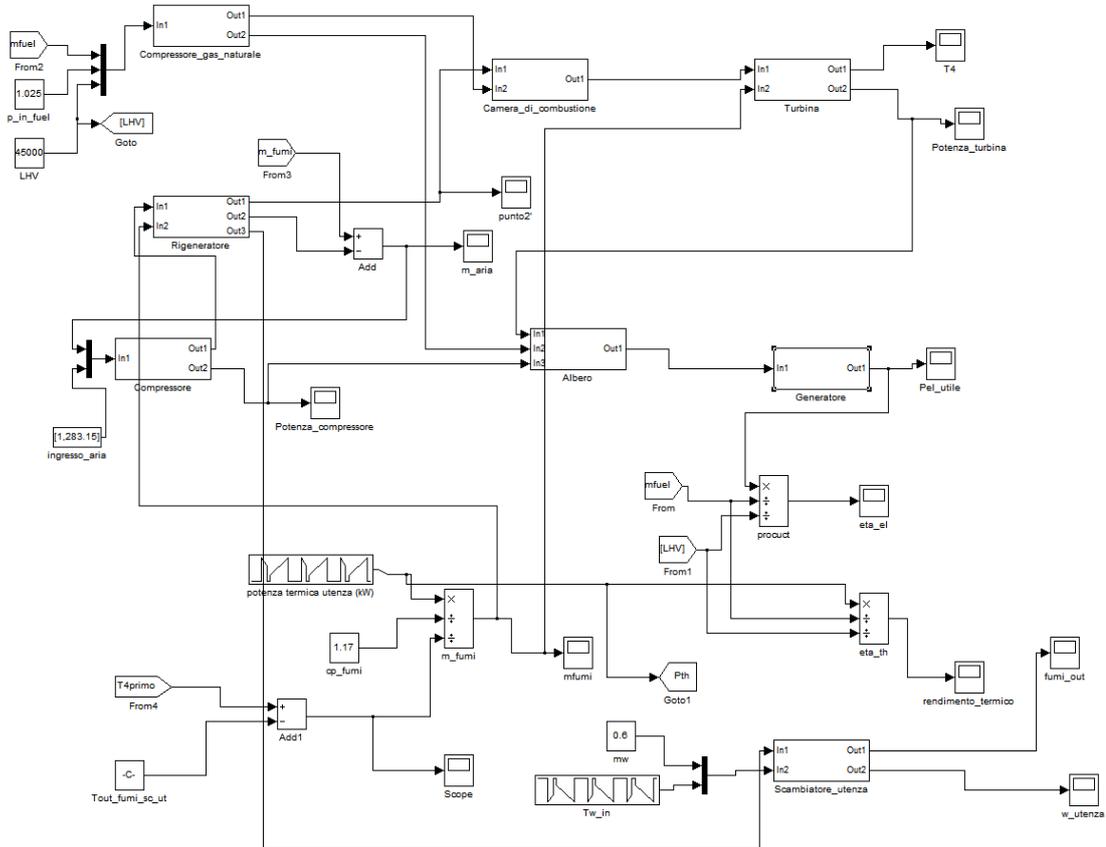
Questa simulazione modella il funzionamento di una microturbina a gas con potenza termica prodotta fissata; la logica è del tutto simile alle due simulazioni precedenti, ovvero il flusso delle informazioni matematiche ancora una volta non segue il flusso del processo fisico, proprio perché si fissa un output e a ritroso si risale al calcolo delle grandezze in input al sistema. Alcune dinamiche ed equazioni di sistema sono diverse rispetto al modello precedente, dato che ora si fissa la potenza termica e non quella elettrica utile.

Le variabili indipendenti sono le seguenti:

- P_{th} : potenza termica pari a [86,5-86,5-107-100-86,5-86,5-92-107-86,5-86,5] kW;
- p_1 : pressione dell'aria all'ingresso del compressore pari ad 1 bar;
- T_1 : temperatura dell'aria all'ingresso del compressore pari a 283,15 K;
- m_f/m_a : rapporto tra la portata di combustibile e la portata d'aria, pari a 0,008;
- p_f : pressione del combustibile dalla rete di distribuzione di 1,025 bar;
- LHV: potere calorifico inferiore del combustibile pari a 45000 kJ/kg;
- $p_2/p_1=r_c$: rapporto di compressione di 6;
- $\eta_{is,c}$: rendimento isoentropico del compressore pari a 0,7;
- η_{cc} : rendimento di combustione, pari a 0,99;
- p_4 : pressione dei fumi in uscita dalla turbina pari a 1,02 bar;
- r_e : rapporto di espansione pari a 6;
- $\eta_{is,t}$: rendimento isoentropico della turbina pari a 0,9;
- η_{gen} : rendimento del generatore elettrico di 0,87;
- m_w : portata d'acqua nello scambiatore dell'utenza di 0,6 kg/s;
- $T_{w,in}$: temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore dell'utenza di [327-327-320-322-327-327-325-320-327-327] K;
- $\epsilon_{sc,ut}$: efficienza dello scambiatore dell'utenza pari a 0,85.

Si assumono poi i fluidi operativi come gas perfetti, e si fissano il $c_{p,aria}=1,004$ kJ/(kg*K), $k_{aria}=c_p/c_v=1,4$, $c_{p,gas}=1,17$ kJ/(kg*K), $k_{gas}=1,33$. Il calore specifico dell'acqua considerato è $c_{p,acqua}=4,186$ kJ/(kg*K).

L'impianto viene modellato come segue:



Il primo giro effettuato dal modello presenta alcuni componenti con parametri incogniti; è questo il caso del compressore e del rigeneratore, mancanti rispettivamente della portata d'aria e della portata di fumi. Il compressore e le grandezze ad esso relative sono trattate allo stesso modo delle due precedenti simulazioni e di conseguenza non vengono di seguito ripetute.

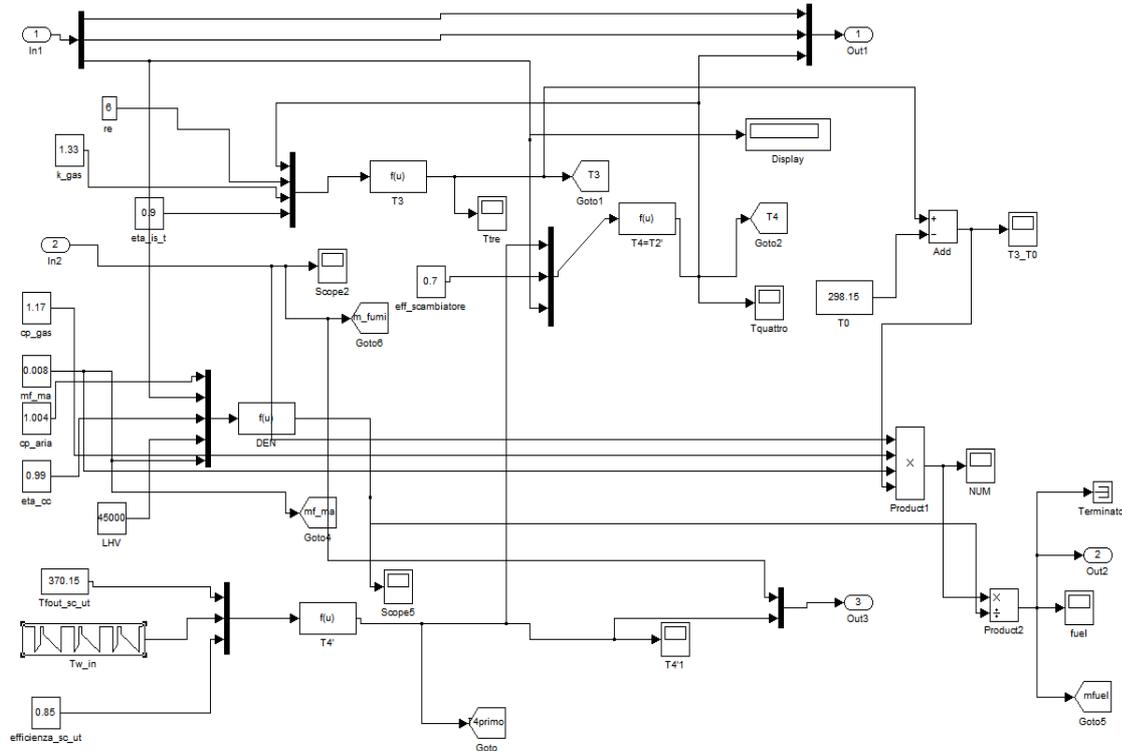
All'esterno dei blocchi che schematizzano i vari componenti d'impianto, dopo aver fissato la potenza termica prodotta dalla microturbina, si procede al calcolo della portata dei fumi, indispensabile al calcolo dei parametri all'interno del blocco rigeneratore, con l'equazione:

$$\dot{m}_{fumi} = \frac{P_{termica}}{c_{p,fumi} \times (T_{fumi,in,sc_{ut}} - T_{fumi,out,sc_{ut}})}$$

ottenuta dall'equazione:

$$P_{termica} = \dot{m}_{fumi} \times c_{p,fumi} \times (T_{fumi,in,sc_{ut}} - T_{fumi,out,sc_{ut}})$$

Componente **rigeneratore**:



Al suo interno viene calcolata la temperatura T_4 , come nella simulazione precedente, dopo aver fissato l'efficienza dello scambiatore dell'utenza, la temperatura dell'acqua in ingresso e la temperatura dei fumi all'uscita dallo stesso scambiatore. Si procede al calcolo delle temperature dei fumi in uscita dalla camera di combustione T_3 e in uscita dalla turbina T_4 , ovvero all'ingresso del rigeneratore stesso, così come avvenuto nella precedente simulazione.

L'equazione fondamentale che successivamente permette la risoluzione del sistema, ovvero che consente di determinare gli input dell'impianto, è quella che calcola la portata di massa di combustibile:

$$\dot{m}_{\text{fuel}} = \frac{\dot{m}_{\text{fumi}} \times c_{p,\text{fumi}} \times \frac{\dot{m}_{\text{fuel}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} \times (T_3 - 298,15)}{\left[c_{p,\text{aria}} \times (T_2 - 298,15) + \eta_{\text{cc}} \times \text{LHV} \times \frac{\dot{m}_{\text{fuel}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} \right]}$$

ottenuta dall'equazione del calcolo della temperatura T_3 , solitamente sviluppata in camera di combustione:

$$T_3 = \frac{\dot{m}_{\text{aria}} \times c_{p,\text{aria}} \times (T_2 - 298,15) + \dot{m}_{\text{fuel}} \times \eta_{\text{cc}} \times \text{LHV}}{\dot{m}_{\text{fumi}} \times c_{p,\text{fumi}}} + 298,15$$

dove il valore 298,15 K è stato preso come valore di temperatura standard di riferimento e dove si è usato il rapporto di dosatura fissato. Per far terminare il primo giro di simulazione, viene posto un blocco “terminator” al termine del segnale \dot{m}_{fuel} appena calcolato.

All'esterno del blocco rigeneratore si calcola la portata di massa d'aria mediante un blocco “add”, secondo l'equazione:

$$\dot{m}_{\text{aria}} = \dot{m}_{\text{fumi}} - \dot{m}_{\text{fuel}}$$

A questo punto è possibile completare il secondo giro del modello, ottenendo tutte quelle grandezze che prima non potevano essere calcolate a causa della mancanza proprio delle portate di massa di fuel e aria.

Componente **compressore**:

Viene calcolata la potenza assorbita dal compressore, dopo aver ottenuto la portata di massa d'aria e averla passata come segnale all'ingresso di questo componente all'inizio del secondo giro:

$$P_{\text{compressore}} = \dot{m}_{\text{aria}} \times c_{p,\text{aria}} \times (T_2 - T_1)$$

I componenti **compressore del gas naturale** e **camera di combustione** sono modellati come le simulazioni precedenti.

Componente **turbina**:

Avendo a disposizione la portata di massa dei fumi si ottiene la potenza prodotta dalla turbina:

$$P_{\text{turbina}} = \dot{m}_{\text{fumi}} \times c_{p,\text{fumi}} \times (T_3 - T_4)$$

Componente **albero**:

Si calcola la potenza ottenuta all'albero grazie all'equazione:

$$P_{\text{albero}} = P_{\text{turbina}} - P_{\text{compressore}} - P_{\text{compressore,gas_naturale}}$$

Componente **generatore**:

Questo componente permette di ottenere la potenza elettrica utile prodotta dall'impianto:

$$P_{\text{elettrica,utile}} = P_{\text{albero}} \times \eta_{\text{gen}}$$

Componente **scambiatore utenza**:

All'interno di questo scambiatore, avendo a disposizione la portata di massa d'acqua che lo attraversa, la sua temperatura in ingresso allo scambiatore, le temperature dei fumi e la potenza termica ottenuta, è possibile calcolare la temperatura dell'acqua all'uscita dallo scambiatore ed inviata all'utenza:

$$T_{\text{acqua,out}} = \frac{P_{\text{termica}} + \dot{m}_{\text{acqua}} \times c_{p,\text{acqua}} \times T_{\text{acqua,in}}}{\dot{m}_{\text{acqua}} \times c_{p,\text{acqua}}}$$

All'esterno dei blocchi:

Si calcolano i rendimenti elettrico e termico d'impianto con le equazioni seguenti:

$$\eta_{\text{elettrico}} = \frac{P_{\text{elettrica,utile}}}{(\dot{m}_{\text{fuel}} \times \text{LHV})}$$

$$\eta_{\text{termico}} = \frac{P_{\text{termica}}}{(\dot{m}_{\text{fuel}} \times \text{LHV})}$$

Si elencano le principali grandezze di ciclo ottenute grazie al modello:

GRANDEZZE CARATTERISTICHE D'IMPIANTO

$$P_{\text{elettrica,utile}} = [33,693 \div 55,461] \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{elettrico}} = [0,198 \div 0,247]$$

$$P_{\text{termica}} = [86,5 \div 107] \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{termico}} = [0,476 \div 0,507]$$

$$\dot{m}_{\text{aria}} = [0,29857 \div 0,316818] \text{ kg/s}$$

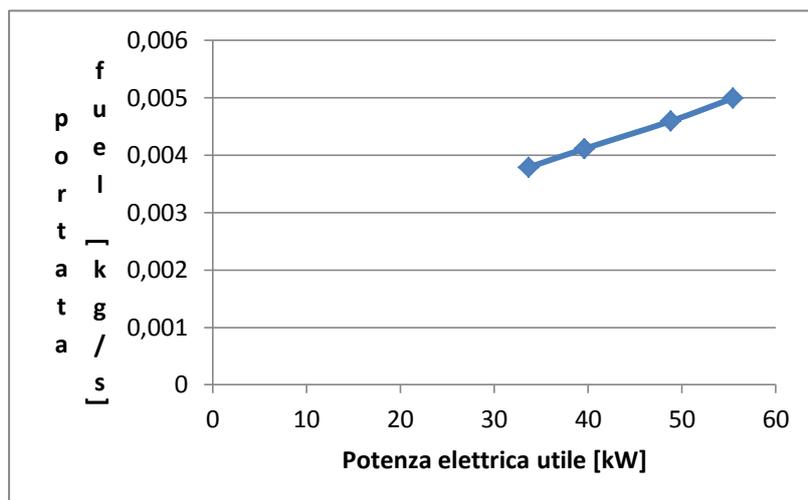
$$\dot{m}_{\text{fuel}} = [0,003788 \div 0,004991] \text{ kg/s}$$

$$T_{4'} = [614,667 \div 654,333] \text{ K} = [341,517 \div 381,183] \text{ }^\circ\text{C}$$

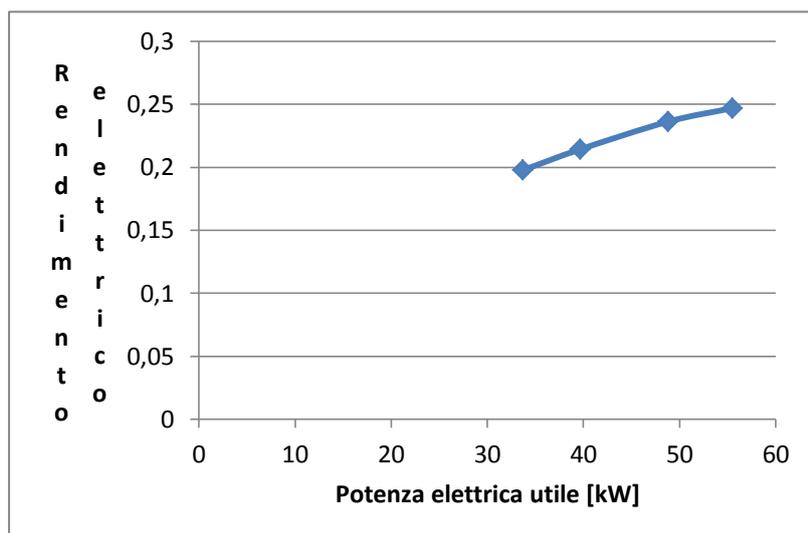
$$T_4 = [757,156 \div 889,378] \text{ K} = [484,006 \div 616,228] \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_3 = [1118,417 \div 1313,726] \text{ K} = [845,267 \div 1040,576] \text{ }^\circ\text{C}$$

Si riportano ora alcune caratteristiche di prestazione dell'impianto in forma grafica:

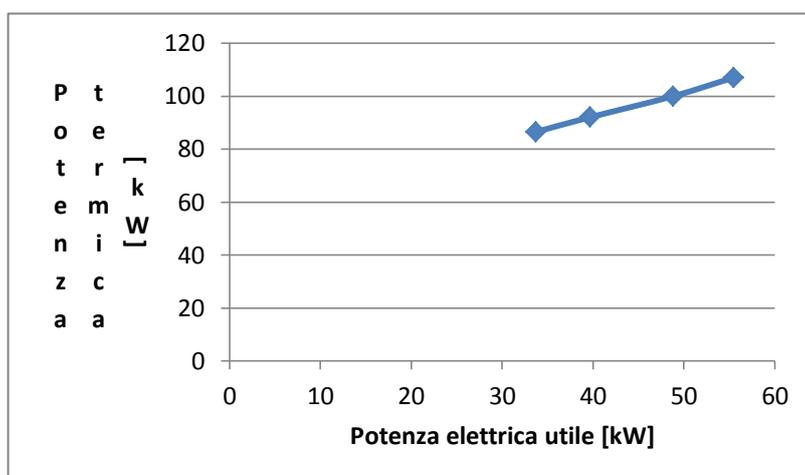


Anche per questo modello di MTG si vede come, all'aumentare della richiesta elettrica da parte dell'utenza, aumentando quindi la potenza elettrica utile prodotta, sia necessaria una quantità crescente di combustibile; rispetto alla simulazione precedente questo progetto di turbina risulta di taglia nettamente maggiore e di conseguenza anche la portata di combustibile necessaria all'alimentazione dell'impianto risulta maggiore.



Come discorso valido in forma del tutto generale, e accennato anche in precedenza, confrontando questa simulazione con quella precedente, si vede che con una taglia maggiore (così come si ha in questa simulazione) si ottiene anche un rendimento maggiore, ovvero una migliore prestazione dell'impianto. Inoltre per come è stato realizzato il modello, si è riusciti ad ottenere anche una maggior flessibilità della microturbina, ovvero la risposta ad un maggiore range di richiesta, sia termica che elettrica, è migliore rispetto alla risposta data dalla precedente simulazione: il rendimento cala in modo molto meno drastico, arrivando a

valori minimi ben più elevati rispetto a quelli raggiunti nella simulazione precedente (0,198 contro lo 0,128 del modello precedente).



Si nota la crescita della potenza elettrica al crescere della potenza termica imposta, come già era stato sottolineato nella simulazione precedente. Per il range di valori di potenza termica considerata, si vede che il progetto realizzato ha portato ad ottenere una microturbina installabile presso un'utenza condominiale, circa costituita da 5 appartamenti.

Questa simulazione è in assoluto quella più precisa e simile ai progetti di microturbine reali: innanzitutto non si è considerato uno stato stazionario ma una successione di stati stazionari perché, come detto in precedenza, nel normale funzionamento quotidiano questi sistemi sono chiamati a soddisfare una richiesta variabile da parte dell'utenza e non una richiesta costante nell'arco della giornata. Inoltre come detto poco sopra, le prestazioni rimangono soddisfacentemente elevate anche al variare della richiesta.

In secondo luogo si è fissata la potenza termica prodotta e non quella termica, altro elemento perfettamente congruo con i criteri di progettazione reale, in quanto la richiesta di gran lunga più vincolante da parte dell'utenza è quella termica. Infatti raramente il calore in eccesso può essere immesso in una rete di teleriscaldamento, perché dotare le singole utenze di tale rete farebbe crescere enormemente il costo dell'energia prodotta, visti gli elevati costi delle tubazioni; semmai piuttosto è esattamente il contrario, ovvero in assenza di modalità di autoproduzione energetica, sono proprio le abitazioni ad assorbire il calore da un'eventuale rete di teleriscaldamento. Una possibile soluzione per smaltire il calore in eccesso potrebbe essere quella di accumularlo, ma sarebbero necessari volumi elevati e di conseguenza ampi spazi di installazione, cosa che raramente si ha a disposizione presso un'utenza domestica. La soluzione di dissipazione del calore è fattibile ma costituisce chiaramente un grande spreco energetico, e allungherebbe cospicuamente i tempi di ritorno dell'investimento. E' per questo che solitamente l'impianto è dimensionato sulla richiesta termica piuttosto che su quella elettrica, infatti l'eventuale surplus elettrico è meno delicato da gestire e può sempre essere venduto alla rete, diventando fonte di guadagno e accelerando il tempo di rientro economico.

4.1.1.5 Quinta simulazione: microturbina a gas con output termico fissato, temperatura dell'aria in ingresso variabile, successione di stati stazionari

Questa simulazione è del tutto analoga alla simulazione precedente, in particolare è stata considerata la stessa produzione di potenza termica (output fissato) e sono stati utilizzati gli stessi valori per tutti i parametri fondamentali di ciclo; la modifica effettuata è sulla temperatura dell'aria in ingresso al sistema: si è considerata una variazione di temperatura di 10 °C, da 0 °C a 10 °C, ovvero si è considerato per la simulazione una temperatura dell'aria ambiente che si può registrare in una giornata autunnale ad esempio nel nord Italia; lo scopo quindi di questo modello è quello di valutare l'effetto della variazione della temperatura dell'aria ambiente sulle prestazioni di ciclo.

Le variabili indipendenti sono le seguenti:

- P_{th} : potenza termica pari a [86,5-86,5-107-100-86,5-86,5-92-107-86,5-86,5] kW;
- p_1 : pressione dell'aria all'ingresso del compressore pari ad 1 bar;
- T_1 : temperatura dell'aria ambiente imposta variabile e pari a [273,15-277,15-280,15-283,15] K;
- m_f/m_a : rapporto tra la portata di combustibile e la portata d'aria, pari a 0,008;
- p_f : pressione del combustibile dalla rete di distribuzione di 1,025 bar;
- LHV: potere calorifico inferiore del combustibile pari a 45000 kJ/kg;
- $p_2/p_1=r_c$: rapporto di compressione del compressore dell'aria di 6;
- $\eta_{is,c}$: rendimento isoentropico del compressore pari a 0,7;
- η_{cc} : rendimento di combustione, pari a 0,99;
- p_4 : pressione dei fumi in uscita dalla turbina pari a 1,02 bar;
- r_e : rapporto di espansione pari a 6;
- $\eta_{is,t}$: rendimento isoentropico della turbina pari a 0,9;
- η_{gen} : rendimento del generatore elettrico di 0,87;
- m_w : portata d'acqua nello scambiatore dell'utenza di 0,6 kg/s;
- $T_{w,in}$: temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore di [327-327-320-322-327-327-325-320-327-327] K;
- $\epsilon_{sc,ut}$: efficienza dello scambiatore dell'utenza pari a 0,85.

Si assumono poi i fluidi operativi come gas perfetti, e si fissano il $c_{p,aria}=1,004$ kJ/(kg*K), $k_{aria}=c_p/c_v=1,4$, $c_{p,gas}=1,17$ kJ/(kg*K), $k_{gas}=1,33$. Il calore specifico dell'acqua considerato è $c_{p,acqua}=4,186$ kJ/(kg*K).

Lo schema a blocchi dell'intero ciclo e di conseguenza le equazioni che lo compongono sono identici a quelli della simulazione 4; di conseguenza si riportano solamente i risultati ottenuti:

GRANDEZZE CARATTERISTICHE D'IMPIANTO

$$P_{\text{elettrica,utile}} = [33,716 \div 65,808] \text{ kW}$$

$$P_{\text{termica}} = [86,5 \div 107] \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{elettrico}} = [0,198 \div 0,266]$$

$$\eta_{\text{termico}} = [0,432 \div 0,507]$$

$$\dot{m}_{\text{aria}} = [0,29857 \div 0,31631] \text{ kg/s}$$

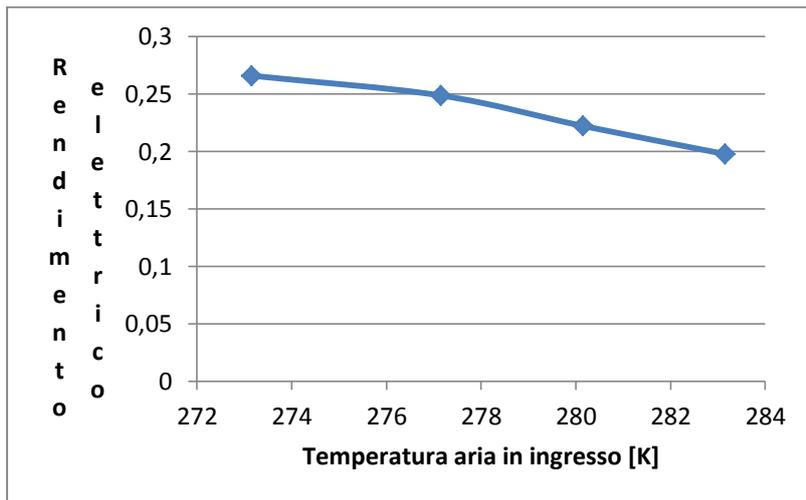
$$\dot{m}_{\text{fuel}} = [0,003789 \div 0,0055] \text{ kg/s}$$

$$T_{4'} = [614,667 \div 654,333] \text{ K} = [341,517 \div 381,183] \text{ }^{\circ}\text{C}$$

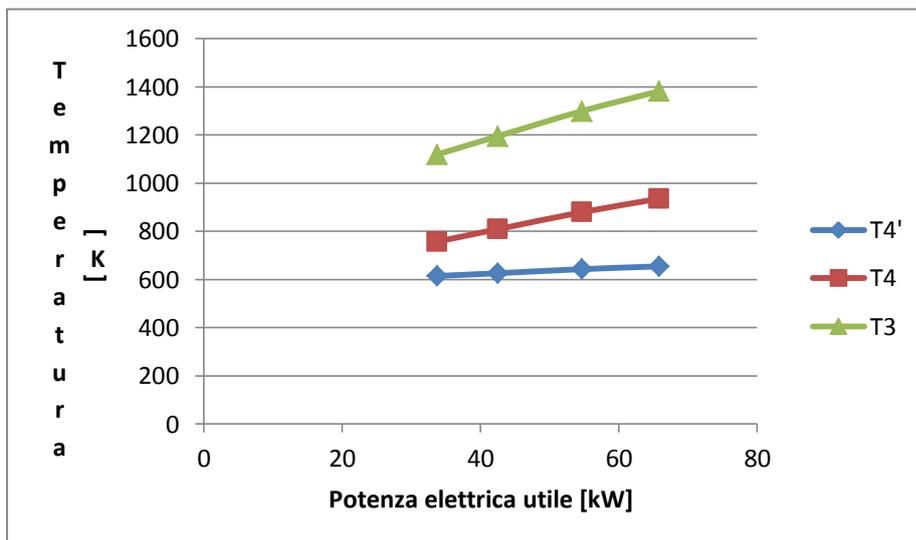
$$T_4 = [757,243 \div 935,0824] \text{ K} = [484,093 \div 661,932] \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = [1118,546 \div 1381,238] \text{ K} = [845,396 \div 1108,088] \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Il grafico successivo mostra la forte influenza della temperatura dell'aria ambiente sul rendimento elettrico dell'impianto: all'aumentare della temperatura il rendimento cala drasticamente, di conseguenza la condizione ottimale di funzionamento per queste macchine sarebbe quella in cui si riesca a rendere poco variabile la temperatura dell'aria in ingresso al sistema: con una variazione della temperatura di circa 10 °C il calo del rendimento è abbastanza contenuto, e i valori minimi rimangono comunque complessivamente accettabili.



E' interessante osservare anche la variazione della potenza elettrica prodotta al variare delle temperature T_4' , T_4 , T_3 :

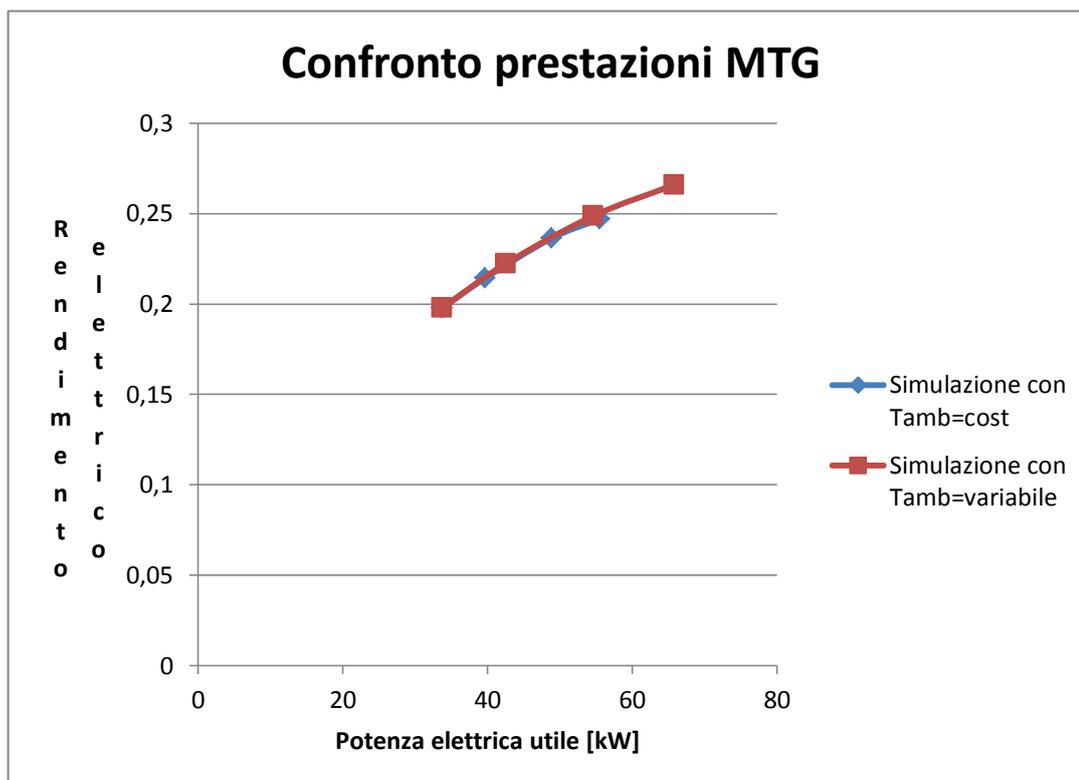


Si vede chiaramente che all'aumentare delle temperature di esercizio si ottiene anche un maggior prodotto elettrico; nello specifico le temperature direttamente interessate sono la T_3 e la T_4 , poiché maggiore sarà la loro differenza maggiore sarà anche la potenza prodotta in espansione, termine percentualmente di maggiore influenza nel calcolo della potenza elettrica utile rispetto alle potenze assorbite nel compressore dell'aria e in quello del gas naturale.

Di seguito si riporta il confronto di prestazioni tra la microturbina fatta lavorare in condizioni ottimali con temperatura ambiente costante (quarta simulazione) e la microturbina che invece lavora con temperatura dell'aria ambiente variabile:

PRESTAZIONI D'IMPIANTO	
Simulazione con temperatura ambiente costante	Simulazione con temperatura ambiente variabile
$P_{\text{termica}} = [86,5 \div 107] \text{ kW}$	$P_{\text{termica}} = [86,5 \div 107] \text{ kW}$
$\eta_{\text{termico}} = [0,476 \div 0,507]$	$\eta_{\text{termico}} = [0,432 \div 0,507]$
$P_{\text{elettrica,utile}} = [33,693 \div 55,461] \text{ kW}$	$P_{\text{elettrica,utile}} = [33,716 \div 65,808] \text{ kW}$
$\eta_{\text{elettrico}} = [0,198 \div 0,247]$	$\eta_{\text{elettrico}} = [0,198 \div 0,266]$

Il confronto viene effettuato anche graficamente:



Si vede come considerando una temperatura ambiente variabile si abbiano range di variazione delle grandezze più ampi, sia per quanto riguarda il rendimento elettrico sia per quanto riguarda quello termico, ovvero si è realizzato un progetto di turbina molto più

sensibile rispetto ai precedenti, in quanto con una variazione di soli 10 °C di temperatura si ha già una variazione di potenza elettrica utile prodotta maggiore di circa 10 kW, rispetto alla soluzione con temperatura ambiente costante.

4.1.1.6 Sesta simulazione: microturbina a gas con output termico fissato, taglia da appartamento, successione di stati stazionari

Questa simulazione è realizzata come modifica della quarta simulazione, con output fissato costituito sempre dalla potenza termica prodotta, ma presa di valori minori, in particolare fissando gli stessi valori di potenza termica fissati per una simulazione relativa al motore Stirling (riportata in seguito). Lo scopo era quello di realizzare un confronto tra un impianto con microturbina a gas e uno con motore Stirling, fissando lo stesso output, e valutando in base al funzionamento, quale delle due presentasse le migliori prestazioni. Il confronto verrà trattato successivamente, dopo aver esposto la simulazione relativa allo Stirling; per ora quindi si prosegue semplicemente descrivendo il modello di MTG come fatto finora.

Le variabili indipendenti sono le seguenti:

- P_{th} : potenza termica pari a [10-10-20-18-10-10-15-20-10-10] kW;
- p_1 : pressione dell'aria all'ingresso del compressore pari ad 1 bar;
- T_1 : temperatura dell'aria ambiente imposta costante e pari a 283,15 K;
- m_f/m_a : rapporto tra la portata di combustibile e la portata d'aria, pari a 0,004;
- p_f : pressione del combustibile dalla rete di distribuzione di 1,025 bar;
- LHV: potere calorifico inferiore del combustibile pari a 45000 kJ/kg;
- $p_2/p_1=r_c$: rapporto di compressione del compressore dell'aria di 5;
- $\eta_{is,c}$: rendimento isoentropico del compressore pari a 0,89;
- η_{cc} : rendimento di combustione, pari a 0,99;
- p_4 : pressione dei fumi in uscita dalla turbina pari a 1,02 bar;
- r_e : rapporto di espansione pari a 6;
- $\eta_{is,t}$: rendimento isoentropico della turbina pari a 0,95;
- η_{gen} : rendimento del generatore elettrico di 0,87;
- m_w : portata d'acqua nello scambiatore dell'utenza di 0,1 kg/s;
- $T_{w,in}$: temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore di [326-326-322-323-326-326-325-322-326-326] K;
- $\epsilon_{sc,ut}$: efficienza dello scambiatore dell'utenza pari a 0,85.

Si assumono poi i fluidi operativi come gas perfetti, e si fissano il $c_{p,aria}=1,004$ kJ/(kg*K), $k_{aria}=c_p/c_v=1,4$, $c_{p,gas}=1,17$ kJ/(kg*K), $k_{gas}=1,33$. Il calore specifico dell'acqua considerato è $c_{p,acqua}=4,186$ kJ/(kg*K).

Lo schema d'impianto modellato è del tutto identico a quello della quarta simulazione, si riportano quindi solamente i valori delle principali grandezze di ciclo:

GRANDEZZE CARATTERISTICHE D'IMPIANTO

$$P_{\text{elettrica,utile}} = [5,117 \div 15,412] \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{elettrico}} = [0,212 \div 0,257]$$

$$P_{\text{termica}} = [10 \div 20] \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{termico}} = [0,334 \div 0,414]$$

$$\dot{m}_{\text{aria}} = [0,062 \div 0,106] \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{fuel}} = [0,000537 \div 0,00133] \text{ kg/s}$$

$$T_{4'} = [487 \div 509,667] \text{ K} = [213,85 \div 236,517] \text{ }^{\circ}\text{C}$$

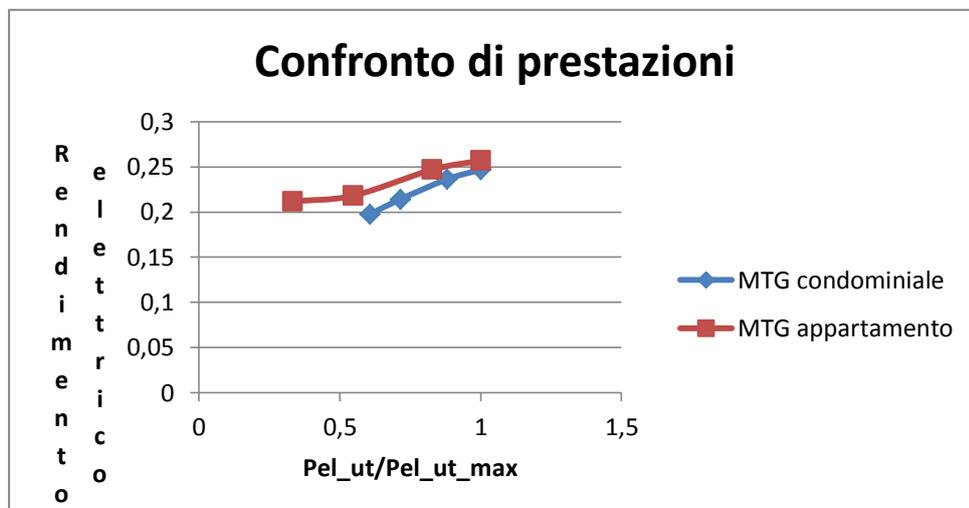
$$T_4 = [619,733 \div 808,622] \text{ K} = [346,583 \div 535,472] \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = [940,352 \div 1226,963] \text{ K} = [667,202 \div 953,813] \text{ }^{\circ}\text{C}$$

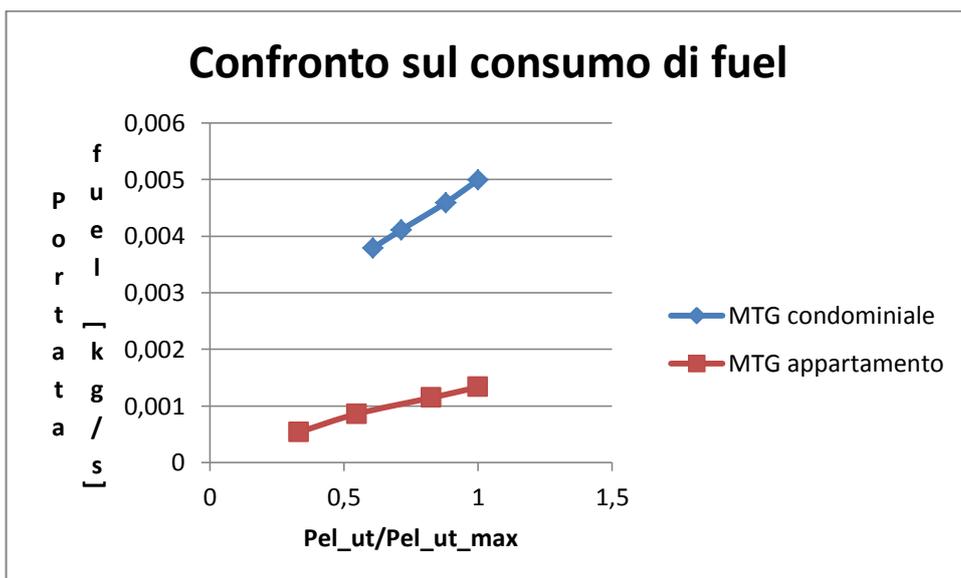
Di seguito si riporta il confronto tra le prestazioni della microturbina adatta al soddisfacimento energetico di un'utenza condominiale (quarta simulazione) e della microturbina adatta al soddisfacimento del fabbisogno di un singolo appartamento (simulazione corrente):

PRESTAZIONI D'IMPIANTO	
Simulazione con MTG condominiale	Simulazione con MTG appartamento
$P_{\text{termica}} = [86,5 \div 107] \text{ kW}$	$P_{\text{termica}} = [10 \div 20] \text{ kW}$
$\eta_{\text{termico}} = [0,476 \div 0,507]$	$\eta_{\text{termico}} = [0,334 \div 0,414]$
$P_{\text{elettrica,utile}} = [33,693 \div 55,461] \text{ kW}$	$P_{\text{elettrica,utile}} = [5,117 \div 15,412] \text{ kW}$
$\eta_{\text{elettrico}} = [0,198 \div 0,247]$	$\eta_{\text{elettrico}} = [0,212 \div 0,257]$

Il confronto viene effettuato anche graficamente:



Il confronto prestazionale tra le due microturbine con taglia diversa sembrerebbe essere in disaccordo con quanto affermato finora, poiché il rendimento della microturbina di taglia inferiore risulta maggiore di quello della microturbina più grande. In realtà questo grafico non deve essere assolutamente letto in questo modo, poiché esso riporta un confronto tra due progetti di turbine diverse, ovvero non solo differiscono per taglia ma anche per altri valori di ciclo: il rendimento elettrico della MTG di taglia più piccola risulta maggiore poiché si sono imposte, volutamente più alte, delle caratteristiche prestazionali di alcuni componenti (si sono cioè impiegati dei componenti più efficienti) rispetto a quelle della microturbina di taglia più grande; questo è stato necessario perché altrimenti, mantenendo le stesse caratteristiche per entrambe le turbine, modificando solamente la taglia, la microturbina di taglia più piccola sarebbe stata caratterizzata da un crollo di rendimento troppo eccessivo, tale da renderla inutilizzabile in ambito pratico.



Sempre rimanendo valide le considerazioni riportate per il grafico precedente, si nota che diminuendo la taglia della microturbina ed aumentandone l'efficienza, cala anche il consumo di combustibile, proprio come avviene in progettazione.

4.1.2 MOTORI STIRLING

E' importante sottolineare che la progettazione di applicazioni con motori Stirling risulta molto complessa e spesso non dipende unicamente da parametri accuratamente calcolati: ogni specifico particolare ottimizzato può comportare la penalizzazione di altri, poiché le modifiche effettuate per migliorare il valore di un parametro possono agire in verso opposto su altri parametri, peggiorandoli. Questi motori costituiscono delle macchine complete, progettate e fornite già nella configurazione finale di utilizzo, non sono costituite da componenti singoli come ad esempio le microturbine, ma costituiscono già un insieme; di conseguenza per variare le prestazioni di questi motori non è possibile concentrarsi sulla sostituzione di una singola parte, ma deve essere cambiata l'intera configurazione del motore. Inoltre, data la complessità che ne caratterizza il funzionamento, in progettazione si ricorre all'utilizzo di formule pratiche, spesso derivanti direttamente dalle trasformazioni dei gas ideali, a cui ovviamente poi si applicano coefficienti correttivi per tenere conto di attriti, fughe di fluido o dissipazioni.

E' proprio partendo da questi presupposti che è stata realizzata la seguente trattazione sugli Stirling.

4.1.2.1 Prima simulazione: motore Stirling con input fissati in regime stazionario

La seguente simulazione tratta la modellazione di un motore Stirling con input fissati in regime stazionario, in cui il flusso delle informazioni matematiche segue il flusso del processo fisico, ottenendo quindi dei calcoli sequenziali, e dove le variabili indipendenti sono costituite dalle variabili di input. L'impianto è progettato dotato di un bruciatore alimentato a gas naturale come sorgente di calore necessaria al funzionamento del motore Stirling.

Le variabili indipendenti sono le seguenti:

- $m_{\text{aria,bruciatore}}$: portata d'aria in ingresso al bruciatore pari a 0,01925 kg/s;
- $P_{\text{aria_in_bruciatore}}$: pressione dell'aria all'ingresso del bruciatore pari ad 1 bar;
- $T_{\text{aria_in_bruciatore}}$: temperatura dell'aria all'ingresso del compressore pari a 283,15 K;
- m_f : portata di combustibile (gas naturale) di 0,00048 kg/s;
- LHV: potere calorifico inferiore del combustibile pari a 45000 kJ/kg;
- η_{cc} : rendimento di combustione pari a 0,99;
- $m_{\text{aria,Stirling}}$: portata d'aria all'interno del motore Stirling pari a 0,18 kg/s;
- p_1 : pressione minima all'interno dello Stirling, pari a 15 bar;
- $V_1=V_4$: volume massimo assunto dalla massa d'aria al termine dell'espansione, pari a 0,000391 m³;
- $V_2=V_3$: volume minimo assunto dalla massa d'aria al termine della compressione, pari a 0,00023 m³;
- $T_1=T_2$: temperatura minima di ciclo pari a 364,2 K= 91,05 °C;

- $T_3=T_4$: temperatura massima di ciclo pari a $765,7 \text{ K} = 492,55 \text{ }^\circ\text{C}$;
- η_{vent} : rendimento di ventilazione pari a $0,77$;
- η_{m} : rendimento meccanico pari a $0,77$;
- η_{gen} : rendimento del generatore elettrico di $0,8$;
- m_w : portata d'acqua nello scambiatore dell'utenza di $0,12 \text{ kg/s}$;
- T_{w_in} : temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore di $343,15 \text{ K} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Si assumono poi i fluidi operativi come gas perfetti, e si fissano il $c_{p_aria}=1,004 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $k_{aria}=c_p/c_v=1,4$, $c_{p_fumi}=1,17 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $k_{fumi}=1,33$, ed R ovvero la costante universale specifica per unità di massa dell'aria secca, pari a $0,28714 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$. Il calore specifico dell'acqua è preso pari a $c_{p_acqua}=4,186 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$.

Si riporta il ciclo termodinamico di funzionamento, per avere un riscontro diretto con le trasformazioni e la numerazione utilizzata nella trattazione:

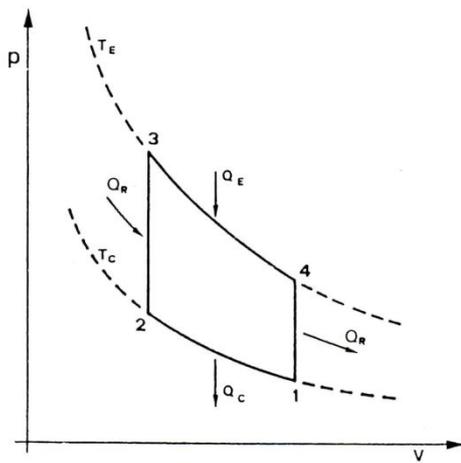
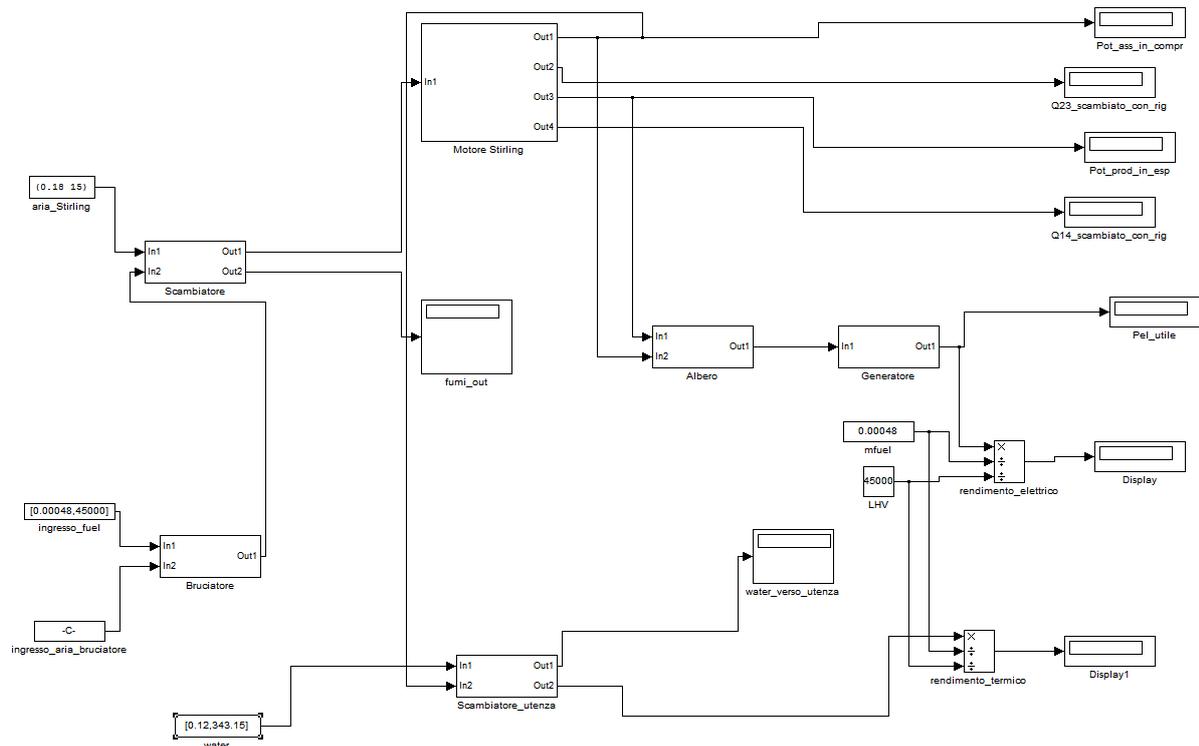
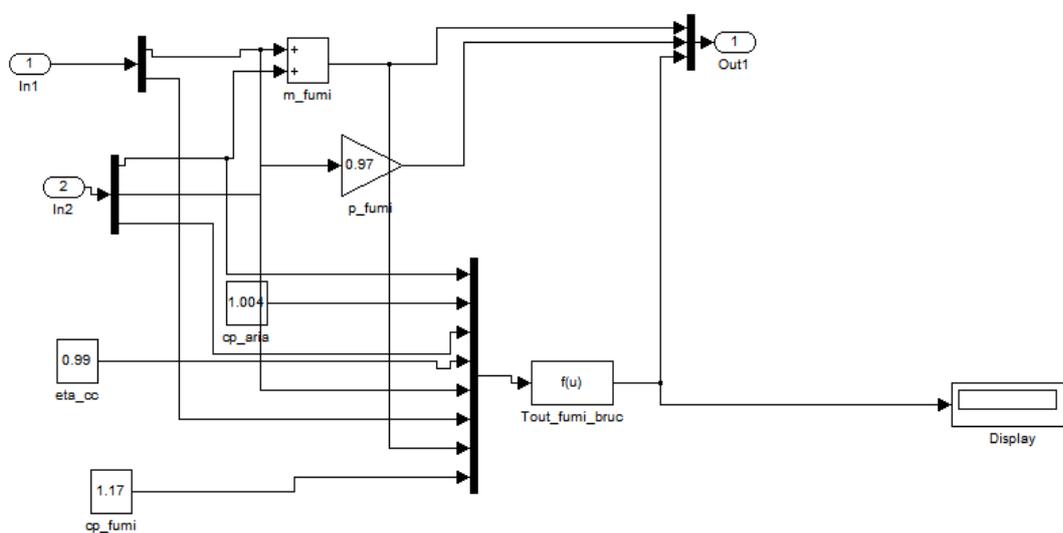


Figura 28: trasformazioni del ciclo Stirling ideale nel piano p-V (fonte: Figura 3, capitolo 3, La macchina di Stirling, Vincenzo Naso)

L'impianto è modellato come segue:



Componente **bruciatore**:



Grazie agli ingressi di aria e combustibile (input fissati) si riescono a calcolare sin da subito i parametri relativi a questo componente; in particolare la portata di massa dei fumi è ottenuta dalla somma delle portate di massa di combustibile e aria:

$$\dot{m}_{\text{fumi}} = \dot{m}_{\text{aria}} + \dot{m}_{\text{fuel}}$$

La pressione dei fumi è determinata fissando una perdita di pressione durante il processo di combustione, ovvero combinando la pressione dell'aria in ingresso con un blocco "gain" in cui viene settato 0,97:

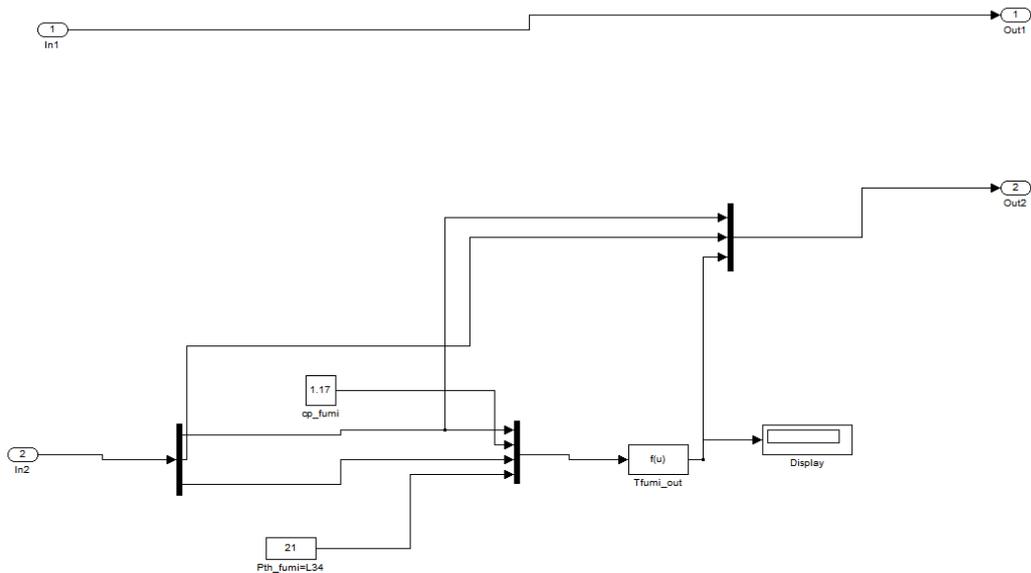
$$p_{\text{fumi}} = p_{\text{aria}} \times 0,97$$

Si procede poi al calcolo della temperatura dei fumi in uscita dal bruciatore, fissando 298,15 K come temperatura standard di riferimento

$$T_{\text{out,fumi,bruciatore}} = \frac{\dot{m}_{\text{aria}} \times c_{p,\text{aria}} \times (T_{\text{aria,in}} - 298,15) + \dot{m}_{\text{fuel}} \times \eta_{\text{cc}} \times \text{LHV}}{\dot{m}_{\text{fumi}} \times c_{p,\text{fumi}}} + 298,15$$

Come output dal componente si ha proprio il flusso dei fumi, costituito dai segnali di portata di massa, pressione e temperatura.

Componente **scambiatore**:



In assenza di perdite nella trasmissione del calore dai fumi all'aria (condizione ideale di funzionamento), la potenza termica fornita dai fumi è esattamente pari al flusso termico che l'aria all'interno dello Stirling perderebbe a seguito dell'espansione; siccome si vuole cercare di mantenere, per quanto possibile, la temperatura dell'aria circa costante durante questa trasformazione di espansione, le si somministra del calore proveniente dai fumi. Questo flusso termico è esattamente pari al lavoro prodotto in espansione. Si sfrutta questo concetto all'interno del componente in esame, ponendo:

$$P_{\text{termica,fumi}} = L_{3-4}$$

dove il pedice 3-4 sta ad indicare il lavoro prodotto in espansione (trasformazione che avviene dal punto 3 al punto 4).

Considerando il bilancio termico

$$P_{\text{termica,fumi}} = \dot{m}_{\text{fumi}} \times c_{p,\text{fumi}} \times (T_{\text{in,fumi,sc}} - T_{\text{out,fumi,sc}})$$

e sapendo che

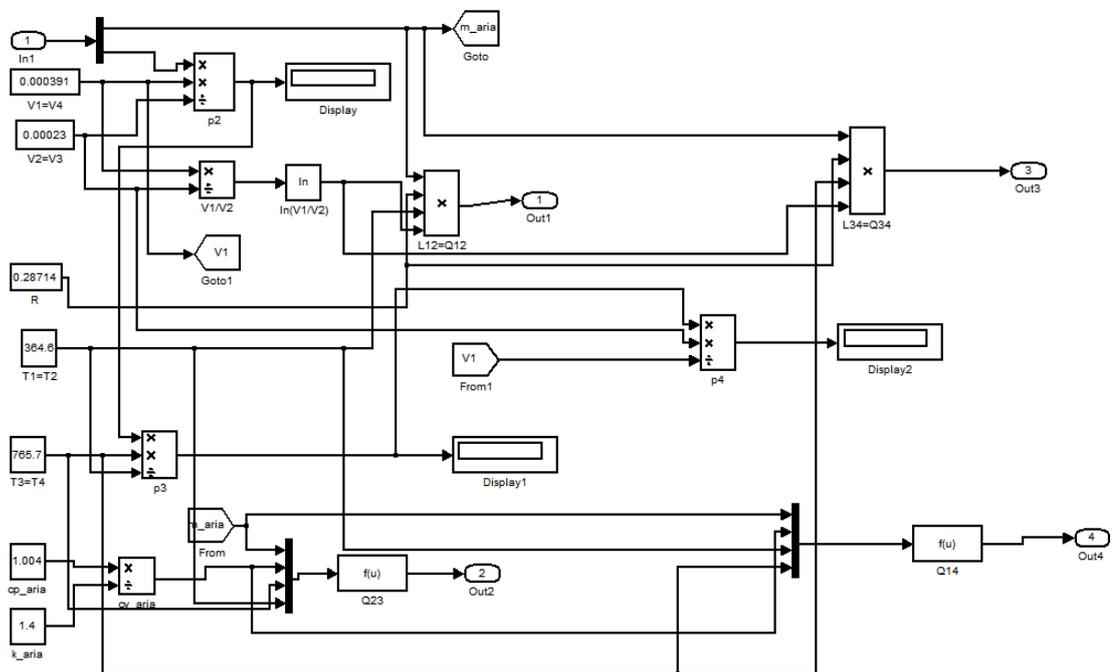
$$T_{\text{in,fumi,sc}} = T_{\text{out,fumi,bruciatore}}$$

si riesce a calcolare la temperatura dei fumi in uscita dallo scambiatore con l'equazione:

$$T_{\text{out,fumi,sc}} = \frac{\dot{m}_{\text{fumi}} \times c_{p,\text{fumi}} \times T_{\text{in,fumi,sc}} - P_{\text{termica,fumi}}}{\dot{m}_{\text{fumi}} \times c_{p,\text{fumi}}}$$

Il primo ingresso a questo componente, che è anche il primo output e l'unico ingresso allo Stirling, è costituito dall'aria fluido di lavoro del motore Stirling, ma questa non è altro che una semplificazione grafica per mostrare concettualmente lo scambio termico che avviene tra aria dello Stirling e i fumi, anche se, per come sono progettati gli Stirling, l'aria rimane sempre al loro interno, e lo scambio termico con i fumi avviene attraverso le pareti affiancate dello scambiatore e dello Stirling.

Componente motore Stirling:



La descrizione della modellazione del motore Stirling viene effettuata per fasi, in modo tale da affrontare al meglio la spiegazione delle singole trasformazioni compiute.

Fase 1-2: fase di compressione, tenuta il più possibile a temperatura costante, caratterizzata dalle equazioni seguenti:

$$p_2 = p_1 \times \frac{V_1}{V_2}$$

$$P_{\text{assorbita_in_compressione}} = \dot{m}_{\text{aria,St}} \times R \times T_1 \times \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) = \dot{Q}_{1-2}$$

Fase 2-3: fase di riscaldamento rigenerativo, idealmente reso isocoro, caratterizzato dalle seguenti equazioni:

$$p_3 = p_2 \times \frac{T_3}{T_2}$$

$$L_{2-3} = 0$$

$$\dot{Q}_{2-3} = \dot{m}_{\text{aria,St}} \times c_v \times (T_3 - T_2)$$

con il calore specifico dell'aria a volume costante calcolato come segue:

$$c_v = \frac{c_p}{k_{\text{aria}}}$$

Il Q_{2-3} è il flusso termico scambiato tra l'aria e il rigeneratore all'interno del motore Stirling: l'aria attraversando il rigeneratore si riscalda.

Fase 3-4: fase di espansione, tenuta per quanto possibile a temperatura costante, caratterizzata dalle seguenti equazioni:

$$p_4 = p_3 \times \frac{V_2}{V_1}$$

$$P_{\text{prodotta_in_espansione}} = \dot{m}_{\text{aria,St}} \times R \times T_3 \times \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) = \dot{Q}_{3-4}$$

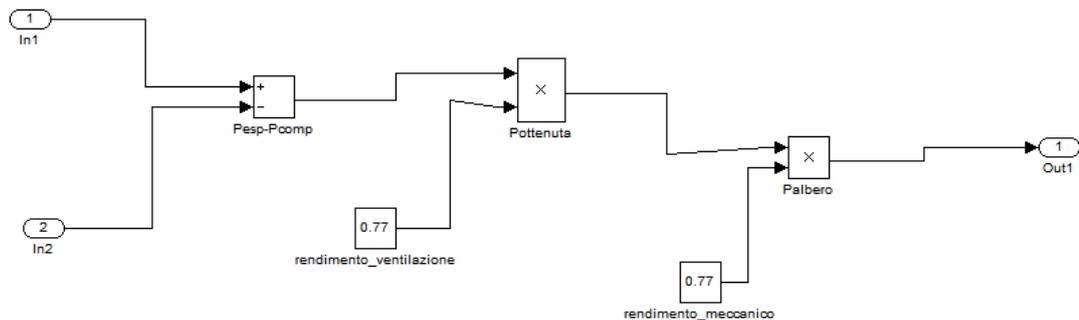
Fase 4-1: fase di raffreddamento rigenerativo, idealmente isocoro, descritto dalle seguenti equazioni:

$$L_{4-1} = 0$$

$$\dot{Q}_{4-1} = \dot{m}_{aria,St} \times c_v \times (T_1 - T_4)$$

Il Q_{4-1} è il flusso termico scambiato tra aria e rigeneratore all'interno dello Stirling: l'aria attraversando il rigeneratore cede il suo calore, raffreddandosi; questo flusso termico è uguale in modulo al Q_{2-3} .

Componente **albero**:



All'interno di questo componente sono passati in ingresso i segnali di potenza prodotta in espansione e di potenza assorbita in compressione; esse vengono combinate in un blocco “add”, secondo l'equazione seguente:

$$P = P_{prodotta_in_espansione} - P_{assorbita_in_compressione}$$

Successivamente, per adeguare le equazioni utilizzate, valide per trasformazioni ideali di gas perfetti, ai processi reali, si introducono dei coefficienti correttivi, ovvero il rendimento di ventilazione, per tenere in considerazione le fughe d'aria che si verificano durante il moto

dei pistoni all'interno dell'involucro del motore stesso, e un rendimento meccanico per considerare invece gli attriti che si hanno nella trasmissione del moto. Le equazioni utilizzate risultano le seguenti:

$$P_{ottenuta} = P \times \eta_{vent}$$

$$P_{albero} = P_{ottenuta} \times \eta_m$$

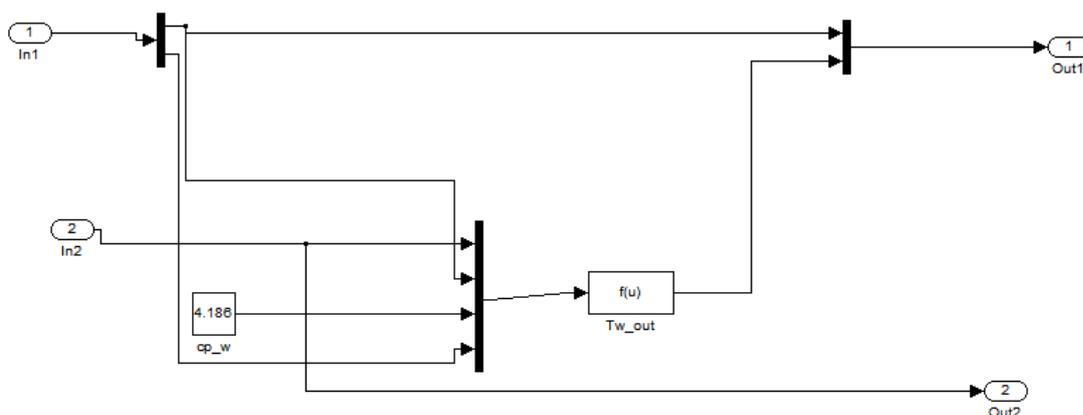
Il segnale in uscita dal componente albero è proprio la potenza ottenuta all'albero del sistema; questo segnale viene passato all'ingresso del generatore.

Componente **generatore**:

All'interno di questo blocco si calcola la potenza elettrica utile finale prodotta dal sistema, grazie all'equazione:

$$P_{elettrica,utile} = P_{albero} \times \eta_{gen}$$

Componente **scambiatore utenza**:



All'interno di questo componente avviene lo scambio termico tra il fluido di lavoro e l'acqua dell'utenza; lo scambio che si verifica permette di mantenere una temperatura dell'aria all'interno del motore circa costante durante la fase di compressione. La potenza termica ottenuta in questo scambiatore è posta uguale a quella assorbita dal motore in compressione; fissando poi la portata di massa d'acqua e la sua temperatura in ingresso, è possibile calcolare la temperatura dell'acqua in uscita:

$$T_{\text{acqua,out}} = \frac{P_{\text{termica}} + \dot{m}_{\text{acqua}} \times c_{p,\text{acqua}} \times T_{\text{acqua,in}}}{\dot{m}_{\text{acqua}} \times c_{p,\text{acqua}}}$$

Esternamente ai blocchi:

Sono state considerate le equazioni per il calcolo dei rendimenti elettrico e termico d'impianto:

$$\eta_{\text{elettrico}} = \frac{P_{\text{elettrica,utile}}}{(\dot{m}_{\text{fuel}} \times \text{LHV})}$$

$$\eta_{\text{termico}} = \frac{P_{\text{termica}}}{(\dot{m}_{\text{fuel}} \times \text{LHV})}$$

I principali parametri d'impianto sono i seguenti:

GRANDEZZE CARATTERISTICHE D'IMPIANTO

$P_{\text{prodotta_in_espansione}} = 21 \text{ kW}$

$P_{\text{assorbita_in_compressione}} = 10 \text{ kW}$

$P_{\text{elettrica,utile}} = 5,218 \text{ kW}$

$\eta_{\text{elettrico}} = 0,2416$

$P_{\text{termica}} = 10 \text{ kW}$

$\eta_{\text{termico}} = 0,4629$

Questa simulazione, così come già affermato per la prima simulazione relativa alle microturbine a gas, è quella che riporta lo sviluppo più semplice e ideale in quanto, sempre rimanendo un progetto del tutto realizzabile, considera una situazione in cui siano noti tutti i parametri in ingresso e da questi si proceda al calcolo di quelli in uscita, compresi i parametri prestazionali, situazione che raramente si realizza nella pratica. Quindi, anche questa simulazione è stata realizzata come base per i modelli successivi, per capire le possibili evoluzioni rispetto a questa soluzione standard.

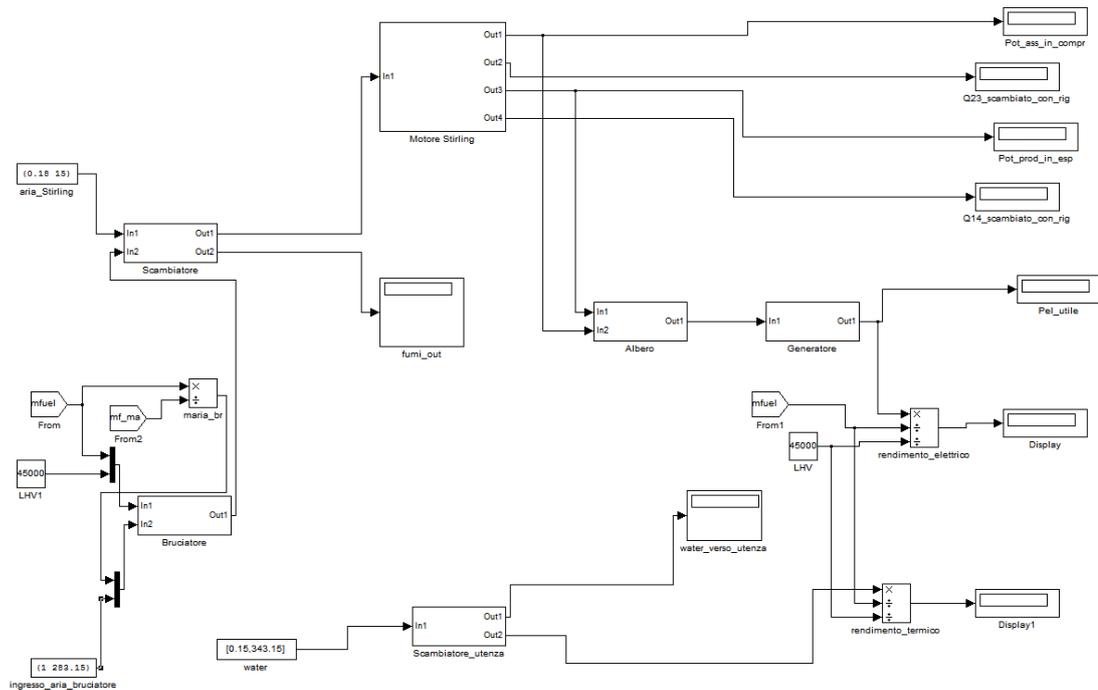
La potenza termica ottenuta è di soli 10 kW, inferiore alla potenza termica di picco tipicamente richiesta da un'utenza domestica mono familiare; di conseguenza per soddisfare il reale fabbisogno dell'utenza dovrà essere installata anche una caldaia integrativa, aspetto perfettamente in accordo con le installazioni reali: solitamente a catalogo infatti le aziende produttrici accoppiano sempre motore Stirling e caldaia integrativa. La potenza elettrica utile prodotta è perfettamente idonea al soddisfacimento del fabbisogno, anzi è in leggero surplus, determinando una possibile fonte di guadagno con la cessione alla rete elettrica.

I valori ottenuti per i rendimenti elettrico e termico sono maggiori rispetto a quelli ottenuti nelle simulazioni successive, in quanto nella simulazione corrente si sono considerate le migliori condizioni possibili di esercizio: input noti e funzionamento sempre costante a regime.

4.1.2.2 Seconda simulazione: motore Stirling con output fissato in regime stazionario

Questa simulazione tratta la modellazione di un motore Stirling con potenza termica fissata, in regime stazionario, in cui il flusso delle informazioni matematiche non segue il flusso del processo fisico: non viene seguita la successione logica dei processi che normalmente avvengono nel funzionamento di queste macchine, ma si segue in principio una logica matematica che permette di ottenere le grandezze in input; calcolate queste grandezze allora si seguirà la successione logica dei processi fisici ricalcolando i parametri prima lasciati incogniti a causa degli input inizialmente sconosciuti.

Il modello d'impianto è stato realizzato nel modo seguente:



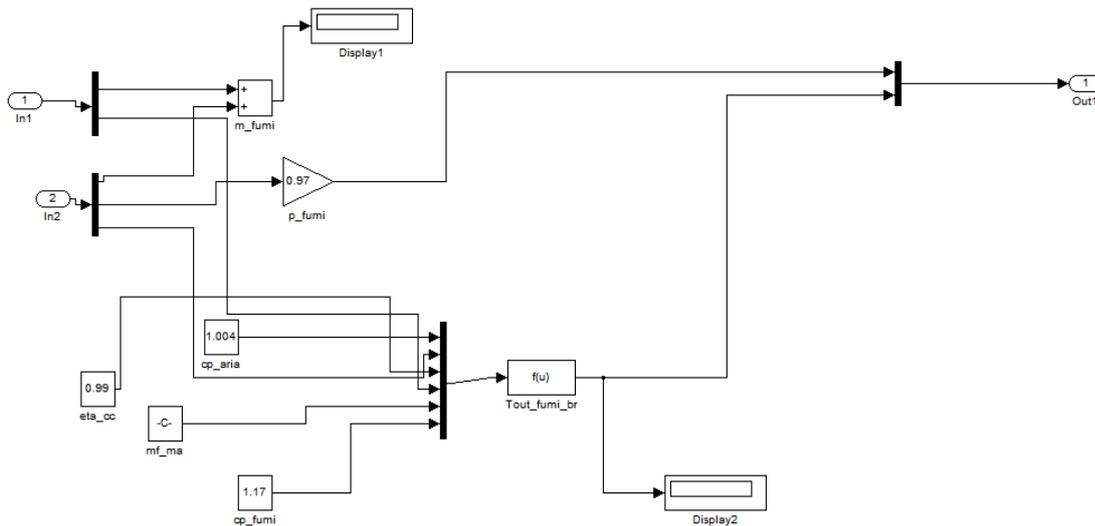
Le variabili indipendenti sono le seguenti:

- $P_{termica}$: potenza ottenuta allo scambiatore dell'utenza pari a 10 kW;
- $p_{aria_in_bruciatore}$: pressione dell'aria all'ingresso del bruciatore pari ad 1 bar;
- $T_{aria_in_bruciatore}$: temperatura dell'aria all'ingresso del bruciatore, pari a 283,15 K;
- LHV : potere calorifico inferiore del combustibile pari a 45000 kJ/kg;
- η_{cc} : rendimento di combustione pari a 0,99;
- m_f/m_a : rapporto tra la portata di combustibile e la portata d'aria, pari a 0,0246;
- $m_{aria,Stirling}$: portata d'aria all'interno del motore Stirling pari a 0,18 kg/s;
- p_1 : pressione minima all'interno dello Stirling, pari a 15 bar;
- $V_1=V_4$: volume massimo assunto dalla massa d'aria al termine dell'espansione, pari a 0,000391 m³;
- $V_2=V_3$: volume minimo assunto dalla massa d'aria al termine della compressione, pari a 0,00023 m³;
- η_{vent} : rendimento di ventilazione pari a 0,77;
- η_m : rendimento meccanico pari a 0,77;
- η_{gen} : rendimento del generatore elettrico di 0,8;
- m_w : portata d'acqua nello scambiatore dell'utenza di 0,15 kg/s;
- T_{w_in} : temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore di 343,15 K = 70 °C.

Si assumono poi i fluidi operativi come gas perfetti, e si fissano il $c_{p_aria}=1,004$ kJ/(kg*K), $k_{aria}=c_p/c_v=1,4$, $c_{p_fumi}=1,17$ kJ/(kg*K), $k_{fumi}=1,33$, ed R ovvero la costante universale specifica per unità di massa dell'aria secca, pari a 0,28714 kJ/(kg*K). Il calore specifico dell'acqua è preso pari a $c_{p_acqua}=4,186$ kJ/(kg*K).

I processi fisici che avvengono all'interno del sistema sono gli stessi della simulazione precedente, la differenza è costituita dal fatto che alcuni di essi sono modellati in modo differente per adattarli alle variabili note in quel particolare punto dell'impianto e a quel particolare livello di sviluppo della simulazione.

Componente **bruciatore**:



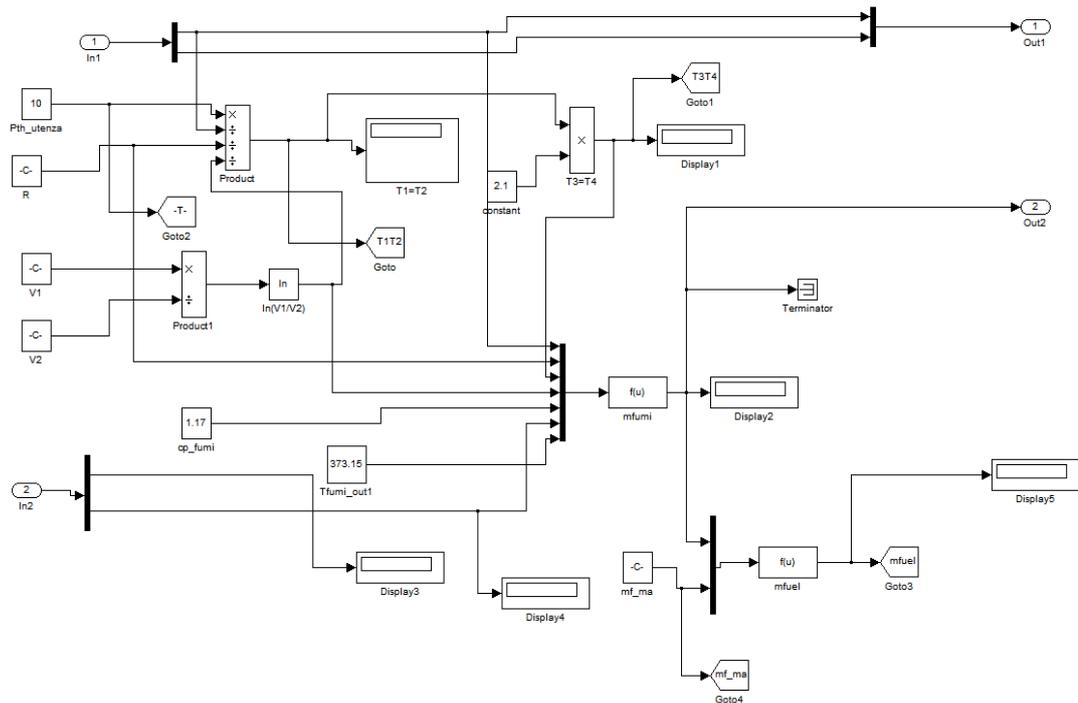
Al primo giro sono noti all'ingresso solamente la pressione e la temperatura dell'aria e il potere calorifico inferiore del combustibile; al termine del primo giro si sono calcolate anche le portate di massa e di conseguenza il secondo giro della simulazione viene eseguito con anche questi due parametri fondamentali.

Inizialmente avendo a disposizione il rapporto $\dot{m}_{\text{fuel}}/\dot{m}_{\text{aria}}$ si può comunque calcolare la temperatura dei fumi all'uscita del bruciatore:

$$T_{\text{fumi,out,bruciatore}} = \frac{c_{p,\text{aria}} \times (T_{\text{aria,in}} - 298,15) + \frac{\dot{m}_{\text{fuel}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} \times \eta_{\text{cc}} \times \text{LHV}}{\left(\frac{\dot{m}_{\text{fuel}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} + 1\right) \times c_{p,\text{fumi}}} + 298,15$$

La pressione dei fumi all'uscita è calcolata allo stesso modo della simulazione precedente.

Componente scambiatore:



In questo componente si impostano le equazioni fondamentali per la risoluzione dell'intero modello, ovvero le equazioni che permettono di ricavare la portata di massa di combustibile. L'aria, come fluido operativo, risulta caratterizzata dai valori noti di portata di massa e pressione p_1 minima di ciclo.

A questo punto interviene il valore di potenza termica, fissato, e da esso comincia lo sviluppo dei calcoli; sapendo che questa potenza termica è pari alla potenza assorbita in compressione, si impone:

$$P_{\text{termica}} = P_{\text{assorbita_in_compressione}} = \dot{m}_{\text{aria,St}} \times R \times T_1 \times \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)$$

e da questa equazione è possibile ricavare l'incognita T_1 :

$$T_1 = \frac{P_{\text{termica}}}{\dot{m}_{\text{aria,St}} \times R \times \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)}$$

fissato il rapporto tra le temperature massima e minima pari a 2,1 è possibile calcolare la temperatura massima di ciclo:

$$T_3 = 2,1 \times T_1$$

Ora, considerando delle perdite Q_p nella trasmissione del calore tra la sorgente calda, rappresentata dai fumi, e l'aria all'interno del motore Stirling, l'equazione che regola lo scambio termico risulta:

$$\begin{aligned} P_{\text{termica,fumi}} &= \dot{m}_{\text{fumi}} \times c_{p,\text{fumi}} \times (T_{\text{fumi,in,sc}} - T_{\text{fumi,out,sc}}) \\ &= \dot{m}_{\text{aria,St}} \times R \times T_3 \times \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) + \dot{Q}_p \end{aligned}$$

con $T_{\text{fumi,out,sc}}$ fissato e con:

$$T_{\text{fumi,in,sc}} = T_{\text{fumi,out,bruciatore}}$$

Da questa equazione si calcola la portata di massa di fumi nel modo seguente:

$$\dot{m}_{\text{fumi}} = \frac{\dot{m}_{\text{aria,St}} \times R \times T_3 \times \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) + \dot{Q}_p}{c_{p,\text{fumi}} \times (T_{\text{fumi,in,sc}} - T_{\text{fumi,out,sc}})}$$

Avendo calcolato la portata di massa dei fumi, si può impostare l'equazione per il calcolo della portata di massa di combustibile, primo degli input finora rimasti incogniti:

$$\dot{m}_{\text{fuel}} = \frac{\frac{\dot{m}_{\text{fuel}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} \times \dot{m}_{\text{fumi}}}{\frac{\dot{m}_{\text{fuel}}}{\dot{m}_{\text{aria}}} + 1}$$

All'esterno dei blocchi, grazie al valore appena calcolato della portata di massa di combustibile è possibile calcolare l'altro input che caratterizza il sistema, ovvero la portata di massa d'aria:

$$\dot{m}_{\text{aria}} = \frac{\dot{m}_{\text{fuel}}}{\frac{\dot{m}_{\text{fuel}}}{\dot{m}_{\text{aria}}}}$$

I restanti componenti dell'impianto, ovvero il **motore Stirling**, l'**albero**, il **generatore** e lo **scambiatore dell'utenza**, sono modellati con le stesse modalità della simulazione precedente e le equazioni utilizzate sono identiche.

Anche il rendimento elettrico e quello termico sono individuati dalle stesse equazioni usate in precedenza.

GRANDEZZE CARATTERISTICHE D'IMPIANTO

$$\dot{m}_{aria} = 0,0237 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{fuel} = 0,0005834 \text{ kg/s}$$

$$P_{prodotta_in_espansione} = 21 \text{ kW}$$

$$P_{assorbita_in_compressione} = 10 \text{ kW}$$

$$P_{elettrica,utile} = 5,218 \text{ kW}$$

$$\eta_{elettrico} = 0,1987$$

$$P_{termica} = 10 \text{ kW}$$

$$\eta_{termico} = 0,3809$$

La potenza termica fornita dai fumi è maggiore rispetto a quella che il fluido operativo all'interno dello Stirling riesce ad assorbire, a causa delle perdite che si hanno nella trasmissione del calore. Queste perdite non erano state considerate nella simulazione precedente: questa simulazione è quindi più corretta e maggiormente corrispondente ad un progetto reale. L'aver considerato le perdite di trasmissione, che sono al numeratore nell'equazione che permette il calcolo della portata di massa dei fumi, porta ad un conteggio maggiore proprio per detta portata di massa. Di conseguenza lasciando inalterato il rapporto tra portata di massa di combustibile e portata di massa d'aria, si conclude che entrambe le portate risultano maggiori rispetto al modello precedente. Questo porta ad avere rendimenti minori, poiché a parità di prodotto termico ed elettrico (grandezze presenti al numeratore nel calcolo dei rispettivi rendimenti), la portata di massa di combustibile è maggiore ed appare al denominatore. Concludendo, proprio a causa delle perdite di trasmissione, non considerate nella simulazione precedente, per avere lo stesso output di potenza, ovvero per arrivare a soddisfare la stessa richiesta termica o elettrica dell'utenza, è richiesta una maggiore quantità di combustibile in ingresso, e di conseguenza si dovrà far fronte anche ad una maggiore spesa economica. Questa simulazione è chiaramente meno conveniente, ma purtroppo maggiormente vicina a ciò che accade in ambito applicativo.

Le taglie elettrica e termica sono identiche alla simulazione precedente, di conseguenza le considerazioni sul soddisfacimento del fabbisogno dell'utenza sono le stesse tratte in precedenza.

4.1.2.3 Terza simulazione: motore Stirling con output termico fissato, successione di stati stazionari

Questa simulazione tratta la modellazione di un motore Stirling con potenza termica fissata (output fissato), non più in regime stazionario ma come successione di stati stazionari, ovvero in una condizione di richiesta termica ed elettrica variabili da parte dell'utenza. Così come avvenuto per le simulazioni relative alle microturbine, a mano a mano che si procede con modelli successivi si considerano condizioni operative sempre più aderenti a quelle reali. La configurazione d'impianto e il modello nel suo complesso presentano la stessa logica di funzionamento e le stesse equazioni impiegate per la risoluzione della simulazione precedente, ma qui ovviamente, trattando una successione di stati stazionari, si otterranno grandezze di ciclo variabili entro un range ben preciso.

Le variabili indipendenti sono le seguenti:

- P_{termica} : potenza ottenuta allo scambiatore dell'utenza imposta variabile, pari a [10-10-20-18-10-10-15-20-10-10] kW;
- $p_{\text{aria_in_bruciatore}}$: pressione dell'aria all'ingresso del bruciatore pari ad 1 bar;
- $T_{\text{aria_in_bruciatore}}$: temperatura dell'aria all'ingresso del bruciatore pari a 283,15 K;
- LHV: potere calorifico inferiore del combustibile pari a 45000 kJ/kg;
- η_{cc} : rendimento di combustione pari a 0,99;
- m_f/m_a : rapporto tra la portata di combustibile e la portata d'aria, pari a 0,0246;
- $m_{\text{aria,Stirling}}$: portata d'aria all'interno del motore Stirling pari a 0,18 kg/s;
- p_1 : pressione minima all'interno dello Stirling, pari a 15 bar;
- $V_1=V_4$: volume massimo assunto dalla massa d'aria al termine dell'espansione, pari a 0,000391 m³;
- $V_2=V_3$: volume minimo assunto dalla massa d'aria al termine della compressione, pari a 0,00023 m³;
- η_{vent} : rendimento di ventilazione pari a 0,77;
- η_m : rendimento meccanico pari a 0,77;
- η_{gen} : rendimento del generatore elettrico di 0,8;
- m_w : portata d'acqua nello scambiatore dell'utenza di 0,2 kg/s;
- T_{w_in} : temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore di 343,15 K = 70 °C.

Si assumono poi i fluidi operativi come gas perfetti, e si fissano il $c_{p_aria}=1,004$ kJ/(kg*K), $k_{aria}=c_p/c_v=1,4$, $c_{p_fumi}=1,17$ kJ/(kg*K), $k_{fumi}=1,33$, ed R ovvero la costante universale specifica per unità di massa dell'aria secca, pari a 0,28714 kJ/(kg*K). Il calore specifico dell'acqua è preso pari a $c_{p_acqua}=4,186$ kJ/(kg*K).

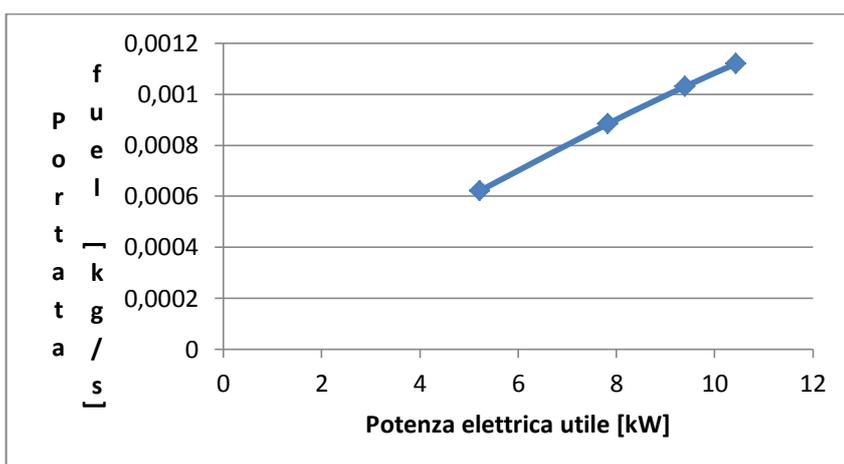
Si riportano solamente i principali risultati ottenuti, dato che la simulazione è analoga concettualmente a quella precedente:

GRANDEZZE CARATTERISTICHE D'IMPIANTO	
$\dot{m}_{\text{aria}} = [0,025241 \div 0,045456]$ kg/s	
$\dot{m}_{\text{fuel}} = [0,000621 \div 0,001118]$ kg/s	
$P_{\text{prodotta_in_espansione}} = [21 \div 42]$ kW	
$P_{\text{assorbita_in_compressione}} = [10 \div 20]$ kW	
$P_{\text{elettrica,utile}} = [5,22 \div 10,44]$ kW	$\eta_{\text{elettrico}} = [0,187 \div 0,207]$
$P_{\text{termica}} = [10 \div 20]$ kW	$\eta_{\text{termico}} = [0,358 \div 0,397]$
$T_1 = T_2 = [364,62 \div 729,24]$ K = [91,47 ÷ 456,09] °C	
$T_3 = T_4 = [765,7 \div 1531,414]$ K = [492,55 ÷ 1258,264] °C	

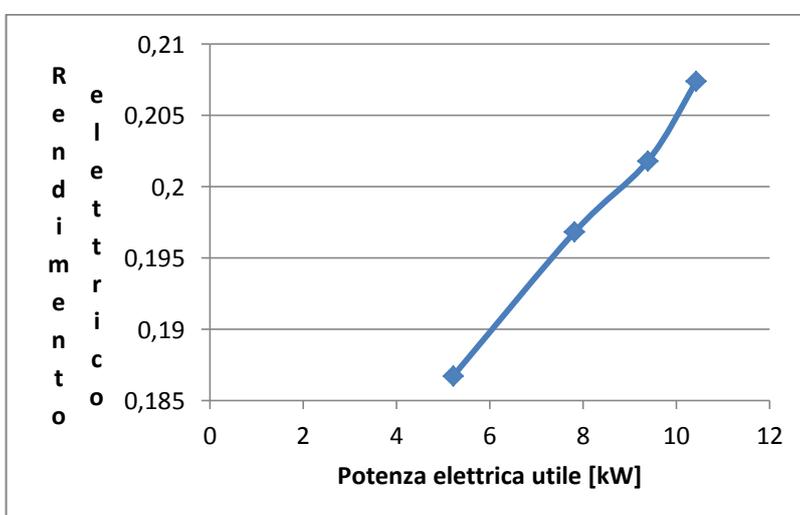
I rendimenti elettrico e termico ottenuti hanno un range di variazione molto ristretto perché queste macchine, come detto in precedenza, sono molto rigide, ovvero non possono garantire

una grossa variazione nella produzione elettrica o termica; di conseguenza non possono essere installate presso utenze con fabbisogni troppo variabili, altrimenti le loro prestazioni scadrebbero rapidamente. E' proprio secondo questo criterio che si è realizzata questa simulazione, ovvero si è imposto un prodotto termico variabile al massimo di 10 kW dal valore minimo al valore massimo, ed è proprio per questo che si nota un range ristretto nella variazione del rendimento.

Anche questa simulazione è realizzata tenendo in considerazione le perdite che si possono verificare nella trasmissione del calore, di conseguenza presenta valori di prestazioni inferiori a quelli ricavati nella prima simulazione.

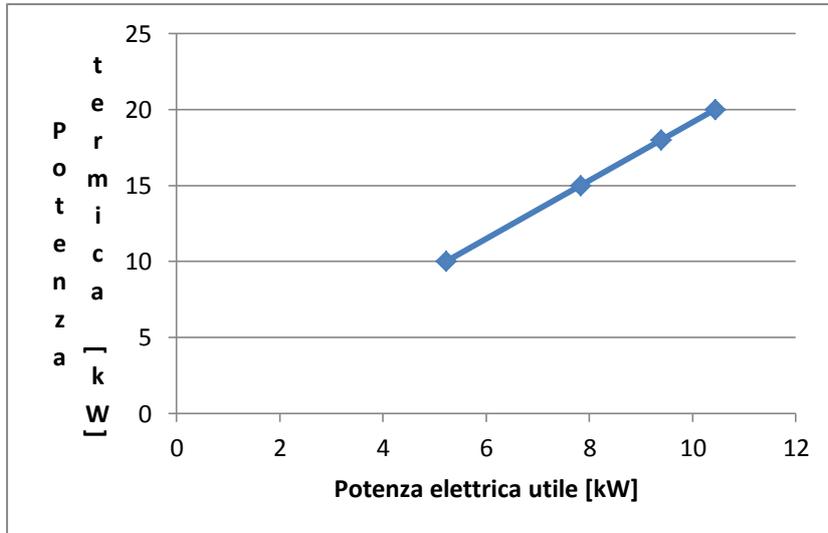


In questo grafico si vede come tra le due grandezze ci sia un legame quasi perfettamente lineare, ma complessivamente l'andamento risulta simile a quello ottenuto per le microturbine: all'aumentare della potenza elettrica prodotta sale anche il consumo di combustibile in ingresso.



Il rendimento elettrico sale rapidamente all'aumentare della potenza elettrica utile, e si sottolinea come, con una variazione di circa solo 5 kW, il rendimento subisca un calo di due

punti percentuali: ecco evidenziata la scarsa flessibilità di questi motori nella variazione di funzionamento per l'inseguimento del carico.



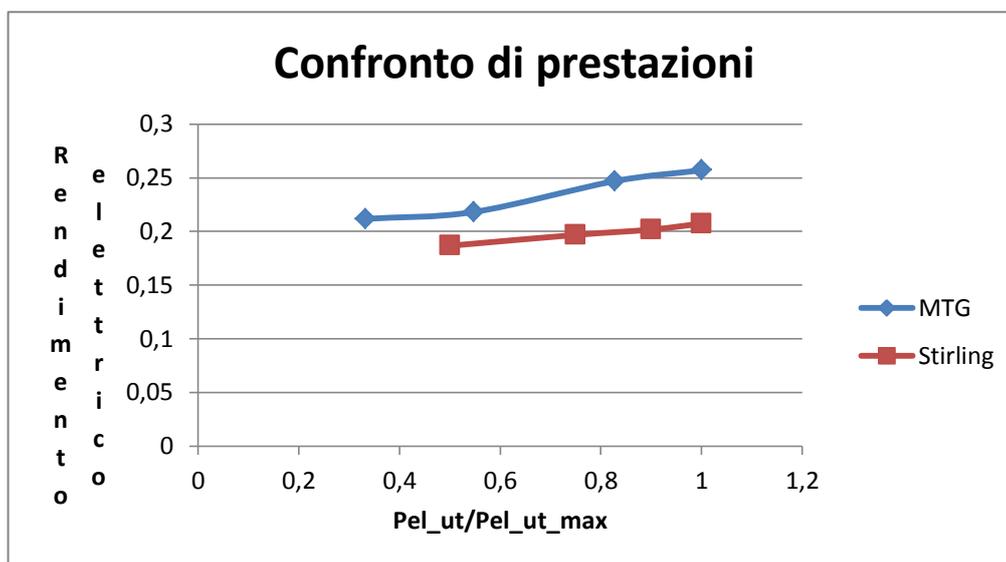
All'aumentare della potenza elettrica si ha anche una crescita della potenza termica: il prodotto termico aumenta però più rapidamente. La produzione termica, arrivando al picco di 20 kW, è in grado di soddisfare un'utenza mono familiare.

Si realizza di seguito il confronto, accennato in precedenza, tra la simulazione corrente e la simulazione con microturbina a gas di pari taglia termica per stabilire quale sia la macchina maggiormente indicata per queste utenze residenziali.

CONFRONTO Stirling - Microturbina a gas

PRESTAZIONI D'IMPIANTO	
Simulazione MTG	Simulazione Stirling
$\dot{m}_{aria} = [0,062 \div 0,106] \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{aria} = [0,025241 \div 0,045456] \text{ kg/s}$
$\dot{m}_{fuel} = [0,000537 \div 0,00133] \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{fuel} = [0,000621 \div 0,001118] \text{ kg/s}$
$P_{termica} = [10 \div 20] \text{ kW}$	$P_{termica} = [10 \div 20] \text{ kW}$
$\eta_{termico} = [0,334 \div 0,414]$	$\eta_{termico} = [0,358 \div 0,397]$

$P_{\text{elettrica,utile}} = [5,117 \div 15,412] \text{ kW}$	$P_{\text{elettrica,utile}} = [5,22 \div 10,44] \text{ kW}$
$\eta_{\text{elettrico}} = [0,212 \div 0,257]$	$\eta_{\text{elettrico}} = [0,187 \div 0,207]$



Grazie a questi confronti si riesce a stabilire che, a parità di taglia termica, ovvero a parità di potenza termica prodotta, la microturbina è progettata per fornire una maggiore potenza elettrica, di conseguenza sarà maggiormente consigliata l'installazione di una microturbina a gas presso le utenze che abbiano anche un'elevata richiesta elettrica. Inoltre si vede come anche il rendimento elettrico conseguito risulti maggiore per la microturbina a parità di prodotto elettrico. Chiaramente quindi la scelta cadrà inevitabilmente sulla microturbina, se lo scopo che ci si prefigge è quello della migliore efficienza e di conseguenza della maggiore convenienza economica. Se invece ad esempio si considerano altri criteri, come un minor rilascio di inquinanti in atmosfera, sicuramente si sceglierà il motore Stirling poiché, essendo dotato di un bruciatore esterno appositamente progettato per il particolare combustibile impiegato, riuscirà a conseguire una combustione più efficiente e completa e di conseguenza un minor rilascio di inquinanti.

4.1.2.4 Quarta simulazione: motore Stirling con output elettrico fissato, successione di stati stazionari

Questa simulazione tratta ancora la modellazione di un motore Stirling con output fissato, ma in questo caso si tratta di potenza elettrica, ancora una volta non più in regime stazionario ma come successione di stati stazionari. La potenza elettrica utile fissata è presa uguale alla potenza elettrica utile prodotta nel funzionamento dello Stirling nel precedente progetto, in modo tale che, lasciando invariati i parametri, si potesse verificare la correttezza del modello corrente, in base ai risultati conseguiti.

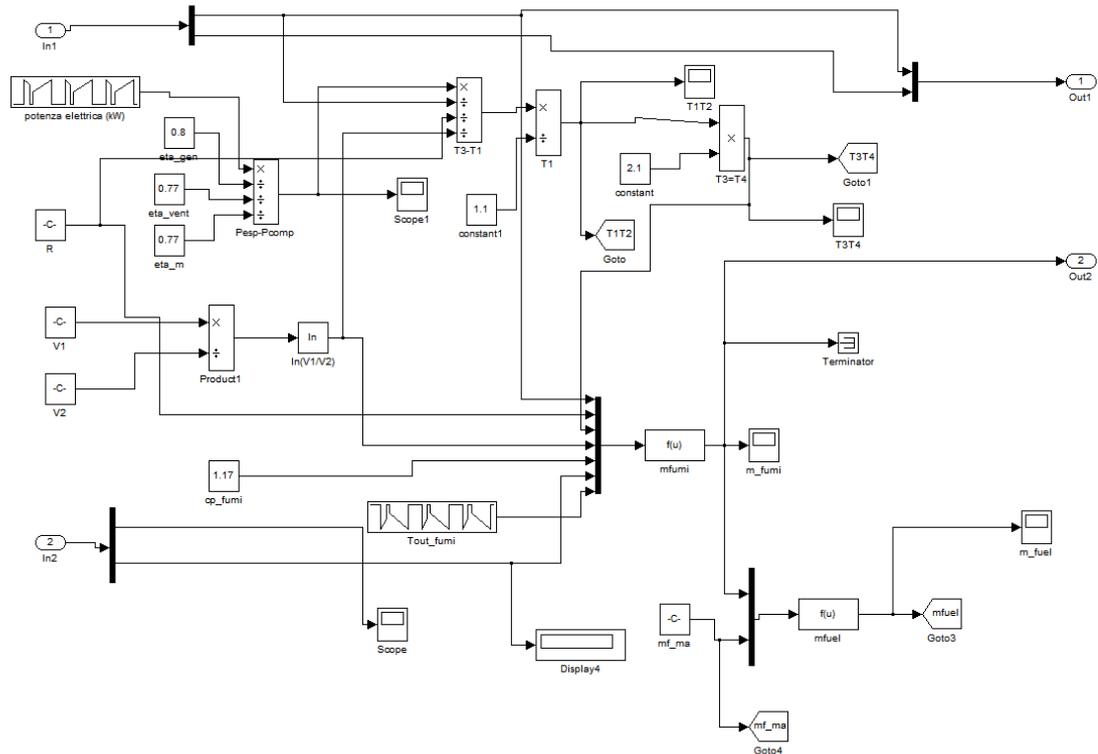
Lo schema complessivo d'impianto è analogo al modello con potenza termica fissata; gli elementi in cui differiscono i due modelli sono costituiti dalle equazioni che compongono lo scambiatore fumi-aria del motore Stirling e il generatore elettrico. Nella trattazione seguente saranno riportati solamente i componenti e le equazioni che hanno subito modifiche, mentre per le altre equazioni di funzionamento si rimanda alle simulazioni precedenti.

Le variabili indipendenti sono le seguenti:

- $P_{\text{elettrica,utile}}$: potenza elettrica utile imposta variabile, pari a [5,218-5,218-10,435-9,392-5,218-5,218-7,826-10,435-5,218-5,218] kW;
- $p_{\text{aria_in_bruciatore}}$: pressione dell'aria all'ingresso del bruciatore pari ad 1 bar;
- $T_{\text{aria_in_bruciatore}}$: temperatura dell'aria all'ingresso del bruciatore pari a 283,15 K;
- LHV: potere calorifico inferiore del combustibile pari a 45000 kJ/kg;
- η_{cc} : rendimento di combustione pari a 0,99;
- m_f/m_a : rapporto tra la portata di combustibile e la portata d'aria, pari a 0,0246;
- $m_{\text{aria,Stirling}}$: portata d'aria all'interno del motore Stirling pari a 0,18 kg/s;
- p_1 : pressione minima all'interno dello Stirling, pari a 15 bar;
- $V_1=V_4$: volume massimo assunto dalla massa d'aria al termine dell'espansione, pari a 0,000391 m³;
- $V_2=V_3$: volume minimo assunto dalla massa d'aria al termine della compressione, pari a 0,00023 m³;
- η_{vent} : rendimento di ventilazione pari a 0,77;
- η_{m} : rendimento meccanico pari a 0,77;
- η_{gen} : rendimento del generatore elettrico di 0,8;
- m_w : portata d'acqua nello scambiatore dell'utenza di 0,2 kg/s;
- T_{w_in} : temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore di 343,15 K = 70 °C.

Si assumono poi i fluidi operativi come gas perfetti, e si fissano il $c_{p_aria}=1,004$ kJ/(kg*K), $k_{aria}=c_p/c_v=1,4$, $c_{p_fumi}=1,17$ kJ/(kg*K), $k_{fumi}=1,33$, ed R ovvero la costante universale specifica per unità di massa dell'aria secca, pari a 0,28714 kJ/(kg*K). Il calore specifico dell'acqua è preso pari a $c_{p_acqua}=4,186$ kJ/(kg*K).

Componente scambiatore fumi-aria:



Le equazioni che caratterizzano il funzionamento dello scambiatore sono riportate di seguito:

$$P_{\text{elettrica,utile}} = (P_{\text{prod_in_esp}} - P_{\text{assorb_in_comp}}) \times \eta_{\text{vent}} \times \eta_m \times \eta_{\text{gen}}$$

Fissando la potenza elettrica utile e i rendimenti si risale alla differenza tra la potenza prodotta in espansione e la potenza assorbita in compressione, che a sua volta è funzione della differenza tra temperatura massima e minima di ciclo, grandezze fondamentali per calcolare i parametri di funzionamento dell'impianto.

$$(P_{\text{prod_in_esp}} - P_{\text{assorb_in_comp}}) = \frac{P_{\text{elettrica,utile}}}{\eta_{\text{vent}} \times \eta_m \times \eta_{\text{gen}}}$$

$$(P_{\text{prod_in_esp}} - P_{\text{assorb_in_comp}}) = \dot{m}_{\text{aria,St}} \times R \times \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \times (T_3 - T_1)$$

Risolvendo il sistema dato dall'unione delle ultime due equazioni riportate si ottiene proprio la differenza tra la temperatura massima e la temperatura minima di ciclo:

$$(T_3 - T_1) = \frac{P_{\text{elettrica,utile}}}{\eta_{\text{vent}} \times \eta_m \times \eta_{\text{gen}}} \times \frac{1}{\dot{m}_{\text{aria,St}} \times R \times \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)}$$

Come vincolo si impone poi il rapporto tra le due temperature:

$$T_3 = 2,1 \times T_1$$

Sono così note le equazioni per il calcolo delle due temperature

$$T_3 = \left(\frac{P_{\text{elettrica,utile}}}{\eta_{\text{vent}} \times \eta_m \times \eta_{\text{gen}}} \times \frac{1}{\dot{m}_{\text{aria,St}} \times R \times \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \right) + T_1$$

$$T_3 = 2,1 \times T_1$$

Risolvendo si ottiene, passaggio per passaggio:

$$2,1 \times T_1 = \left(\frac{P_{\text{elettrica,utile}}}{\eta_{\text{vent}} \times \eta_m \times \eta_{\text{gen}}} \times \frac{1}{\dot{m}_{\text{aria,St}} \times R \times \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \right) + T_1$$

$$1,1 \times T_1 = \left(\frac{P_{\text{elettrica,utile}}}{\eta_{\text{vent}} \times \eta_m \times \eta_{\text{gen}}} \times \frac{1}{\dot{m}_{\text{aria,St}} \times R \times \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \right)$$

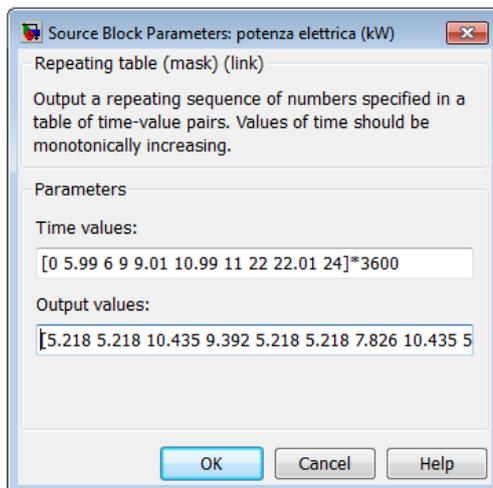
$$T_1 = \left(\frac{P_{\text{elettrica,utile}}}{\eta_{\text{vent}} \times \eta_m \times \eta_{\text{gen}}} \times \frac{1}{\dot{m}_{\text{aria,St}} \times R \times \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \right) \div 1,1$$

Dal legame tra T_1 e T_3 si ricava anche la temperatura T_3 .

Ora, grazie al valore della temperatura massima di ciclo appena calcolata, è possibile ottenere le portate di massa dei fumi, del combustibile e dell'aria, valori in ingresso al sistema che consentono di completare il calcolo delle altre grandezze di ciclo e quindi la costruzione e la modellazione del sistema complessivo. Le modalità di calcolo di queste ultime tre grandezze sono del tutto analoghe a quelle descritte per i due precedenti modelli.

Componente **generatore**:

All'interno di questo componente viene fissata la potenza elettrica utile variabile, dato dal quale dipende l'intera simulazione:



Si riportano ora le grandezze fondamentali di ciclo:

GRANDEZZE CARATTERISTICHE D'IMPIANTO	
$\dot{m}_{aria} = [0,025241 \div 0,045456] \text{ kg/s}$	
$\dot{m}_{fuel} = [0,000621 \div 0,001118] \text{ kg/s}$	
$P_{prodotta_in_espanisone} = [21 \div 42] \text{ kW}$	
$P_{assorbita_in_compressione} = [10 \div 20] \text{ kW}$	
$P_{elettrica,utile} = [5,22 \div 10,44] \text{ kW}$	$\eta_{elettrico} = [0,187 \div 0,207]$
$P_{termica} = [10 \div 20] \text{ kW}$	$\eta_{termico} = [0,358 \div 0,397]$
$T_1 = T_2 = [364,62 \div 729,24] \text{ K} = [91,47 \div 456,09] \text{ °C}$	
$T_3 = T_4 = [765,7 \div 1531,414] \text{ K}$ $= [492,55 \div 1258,264] \text{ °C}$	

Si vede come i valori sono perfettamente identici a quelli della simulazione precedente, grazie al fatto che si sono impostati gli stessi valori prestazionali per le variabili indipendenti e lo stesso valore di potenza elettrica utile, ottenuto come valore di output nella simulazione precedente. Proprio perché i valori ottenuti sono identici si conclude che il modello realizzato è corretto.

4.2 Homer Energy

Per concludere tutte le valutazioni prestazionali ed energetiche effettuate finora riguardo microturbine a gas e motori Stirling è indispensabile toccare anche l'aspetto economico, criterio fondamentale nella scelta sulla convenienza dei diversi sistemi energetici.

Con questo programma sono state realizzate due simulazioni relative alle MTG e due relative agli Stirling, tutte con l'obiettivo primario della constatazione dei costi da sostenere ma anche del confronto tra le due tecnologie, per arrivare ad una conclusione definitiva su quale sia effettivamente la macchina migliore da considerare per un'installazione domestica.

Questo software riporta tutti i valori monetari in dollari americani, ma lo studio è stato eseguito totalmente come se si stessero considerando euro, di conseguenza i valori riportati non devono essere letti in dollari ma in euro.

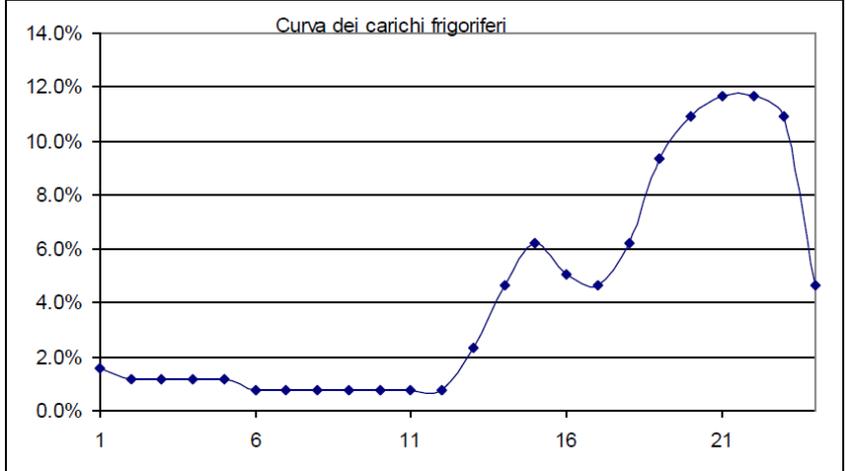
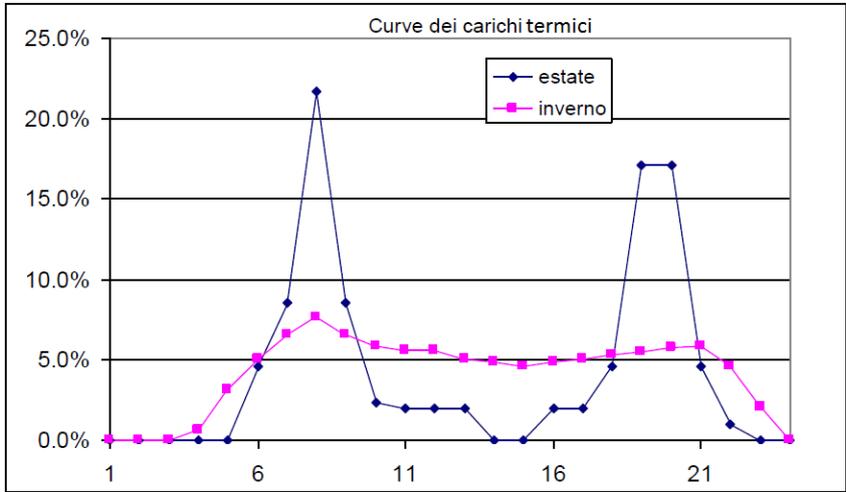
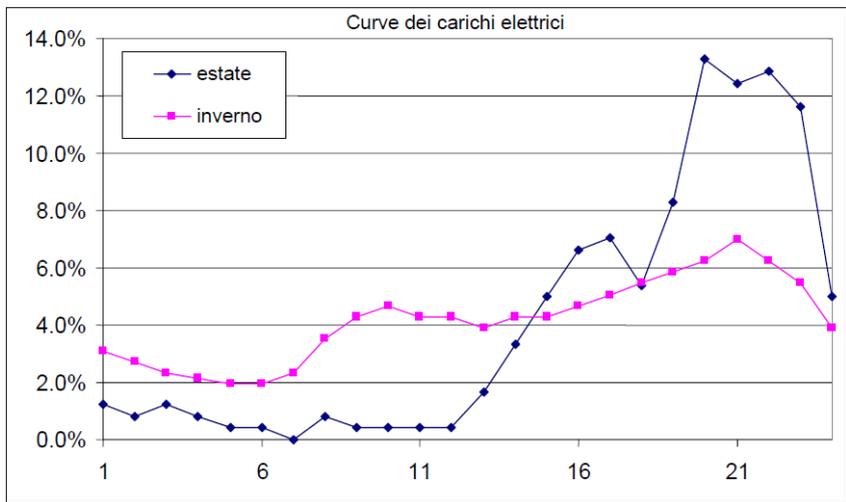
Le simulazioni sono state effettuate considerando precise richieste termiche ed elettriche da parte dell'utenza; in particolare ci si è riferiti ad un'utenza condominiale abbastanza energivora, caratterizzata dal fabbisogno seguente:

mesi	kWh _{el} /giorno	kWh _{th} /giorno	kWh _{fr} /giorno
Gennaio	90	300	0
Febbraio	90	275	0
Marzo	90	100	0
Aprile	90	90	0
Maggio	90	19	0
Giugno	90	19	67
Luglio	90	19	80
Agosto	90	19	80
Settembre	90	19	50
Ottobre	90	90	0
Novembre	90	250	0
Dicembre	90	300	0

Si è installata anche una macchina frigorifera ad assorbimento, per soddisfare il fabbisogno di raffrescamento dell'utenza nei mesi estivi. Di conseguenza la configurazione ottenuta è di trigenerazione, soluzione che oggi comincia a diventare fattibile e conveniente a partire sicuramente da una taglia condominiale per salire poi verso taglie sempre maggiori, non certo applicabile invece ad una singola abitazione o appartamento. Proprio grazie alla configurazione in trigenerazione si riesce ad alzare il fattore di carico di questi impianti, caratteristica indispensabile per rendere gli impianti micro CHP competitivi con quelli tradizionali.

Si considerano come invernali i mesi gennaio, febbraio, marzo, aprile, ottobre, novembre e dicembre.

L'andamento dei carichi nel giorno medio mensile estivo e invernale sono riportati nei seguenti grafici:



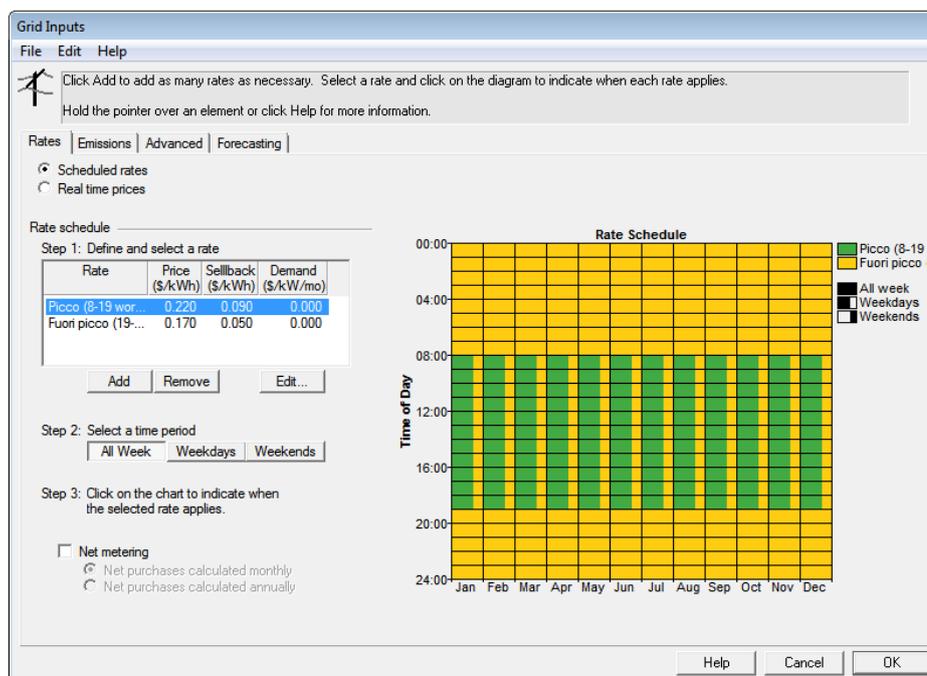
I sistemi modellati, sia nel caso di motore Stirling sia nel caso di MTG, sono costituiti da una configurazione dove l'impianto micro CHP è connesso alla rete elettrica ma anche ad una caldaia integrativa. La connessione alla rete permette di assorbire energia elettrica quando il fabbisogno dell'utenza supera l'energia massima producibile dall'impianto cogenerativo, o di vendere il surplus di energia elettrica prodotta; allo stesso modo la caldaia soddisfa l'utenza nei picchi di richiesta.

Rete elettrica

La rete risulta caratterizzata dai seguenti prezzi di vendita e acquisto dell'energia

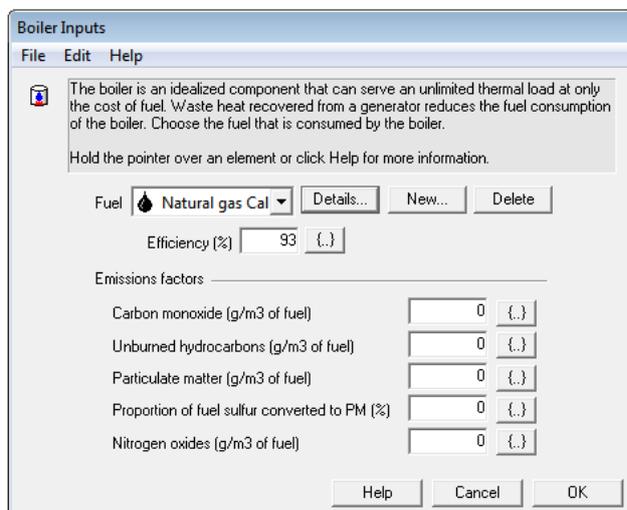
	Prezzo d'acquisto [€/kWh]	Prezzo di vendita [€/kWh]
Condizioni di picco : dalle ore 8:00 alle ore 19:00 dei giorni lavorativi	0.22	0.09
Condizioni di fuori picco : dalle ore 19:00 alle ore 8:00 dei giorni lavorativi e tutti i giorni festivi	0.17	0.05

Si riportano le caratteristiche della rete, in particolare i prezzi con le relative fasce orarie:

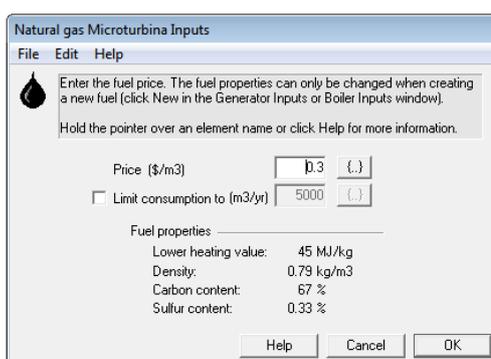
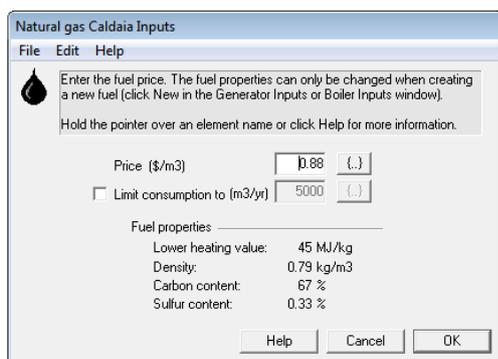


Caldaia

La caldaia viene fornita da Homer già dimensionata e, quando in funzione, fornisce sempre la potenza massima; i parametri che la caratterizzano sono il combustibile impiegato - si è scelto il gas naturale - e il rendimento, scelto pari al 93%.

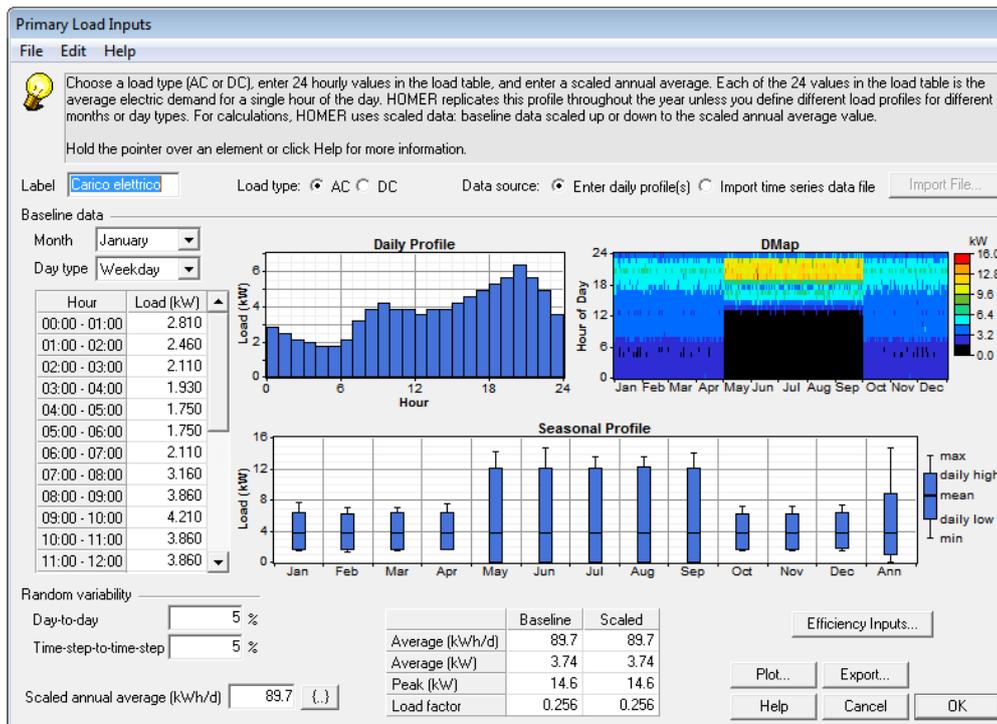


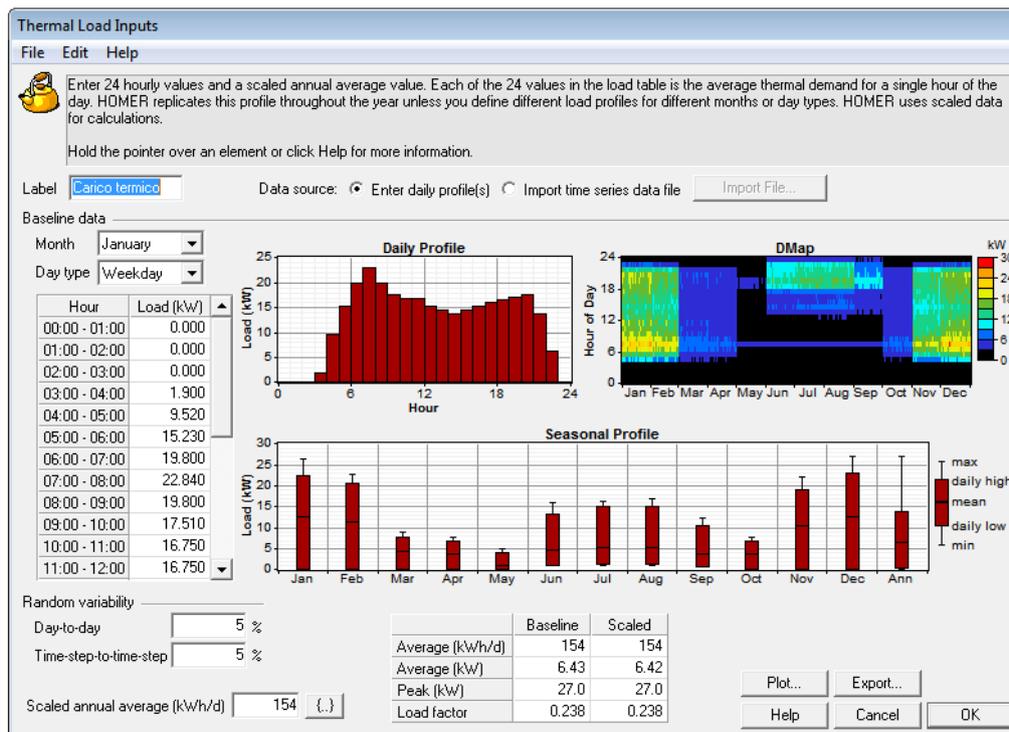
Si è considerato sempre il gas naturale come combustibile anche negli impianti micro CHP, sia per microturbina che per motore Stirling. Ciò che contraddistingue il gas naturale usato in caldaia e quello usato in cogenerazione è ovviamente il prezzo: in cogenerazione si è fissato un prezzo di 0,3 €/Nm³, mentre per la caldaia di 0,88 €/Nm³. I due valori sono rispettivamente scelti come valore minimo e valore massimo presenti sul mercato, proprio per mettere in risalto al massimo la diversità nel funzionamento e nei costi tra la soluzione cogenerativa e quella tradizionale. Inoltre appena si scelga un prezzo più alto per il gas cogenerativo, arrivando solamente ad un prezzo di 0,37 €/Nm³, data la piccola taglia delle macchine considerate e gli alti costi della tecnologia cogenerativa, il programma indica come scelta più conveniente economicamente quella tradizionale (rete elettrica e caldaia). In ogni caso, i prezzi utilizzati nella trattazione, seppur presi come estremi nei due casi, sono comunque stati verificati nei corrispettivi ambiti.



Carico:

I carichi termici ed elettrici rappresentati precedentemente in forma tabellare, vengono convertiti in Excel in potenza richiesta, moltiplicandoli per le percentuali mostrate nelle curve dei carichi; si determinano così le richieste nelle diverse ore del giorno medio mensile. Questi valori sono poi inseriti nei componenti Carico elettrico e Carico termico, come mostrato nelle due figure successive, dove si è riportato come esempio uno screenshot di solo alcune ore del mese di gennaio:





In ogni caso, anche non avendo rappresentato il carico mese per mese, l'idea complessiva della richiesta si ricava osservando la parte centrale dell'immagine riportata, ovvero il "Seasonal Profile".

Viene settata una possibile varietà di carico del 5% con modalità random.

Per completare il modello sono state assunte le seguenti condizioni:

- *Condizioni economiche*

Si è preso un periodo di analisi dell'investimento pari a 20 anni.

Per quanto riguarda l'impianto ad assorbimento si ha un costo aggiuntivo da sostenere, dato da:

$$C_{\text{assorbimento}} = \text{costo al kW} * \text{carico}_{\text{frigo_max}} = 200 \text{ €/kW} * 9,33 \text{ kW} = 1866 \text{ €}$$

Questo valore è inserito direttamente nel calcolo dei costi associati all'installazione dell'impianto nel caso in cui la macchina installata sia una sola, mentre è imposto come costo fisso di capitale d'impianto nel caso di più macchine, per non penalizzare economicamente troppo la soluzione complessiva.

Si è fissato un tasso annuale di interesse del 6%, impostato alla voce "annual real interest rate" della casella "Economics".

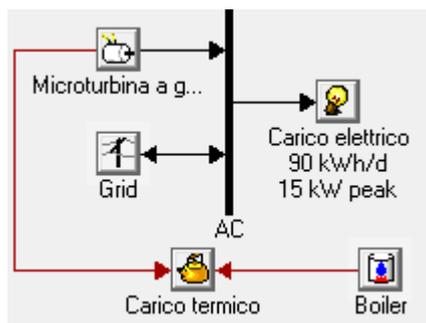
- *Vincoli*

E' stato imposto un Primary Energy Saving minimo pari a zero, dato che secondo la normativa italiana, un impianto inferiore ad 1 MW per essere dichiarato CAR è sufficiente che abbia PES positivo.

Si è poi scelto rendimento elettrico di riferimento pari a 48,8% ottenuto considerando il tipo di combustibile impiegato, l'anno di costruzione dell'impianto, la temperatura media annua della nazione in cui è installato e un coefficiente moltiplicativo che, in base al livello di tensione, tiene conto se l'energia elettrica è autoconsumata o immessa in rete. Per quanto riguarda il rendimento termico si è preso a riferimento un valore del 90%, ottenuto considerando il tipo di combustibile utilizzato e la condizione di produzione di acqua calda.

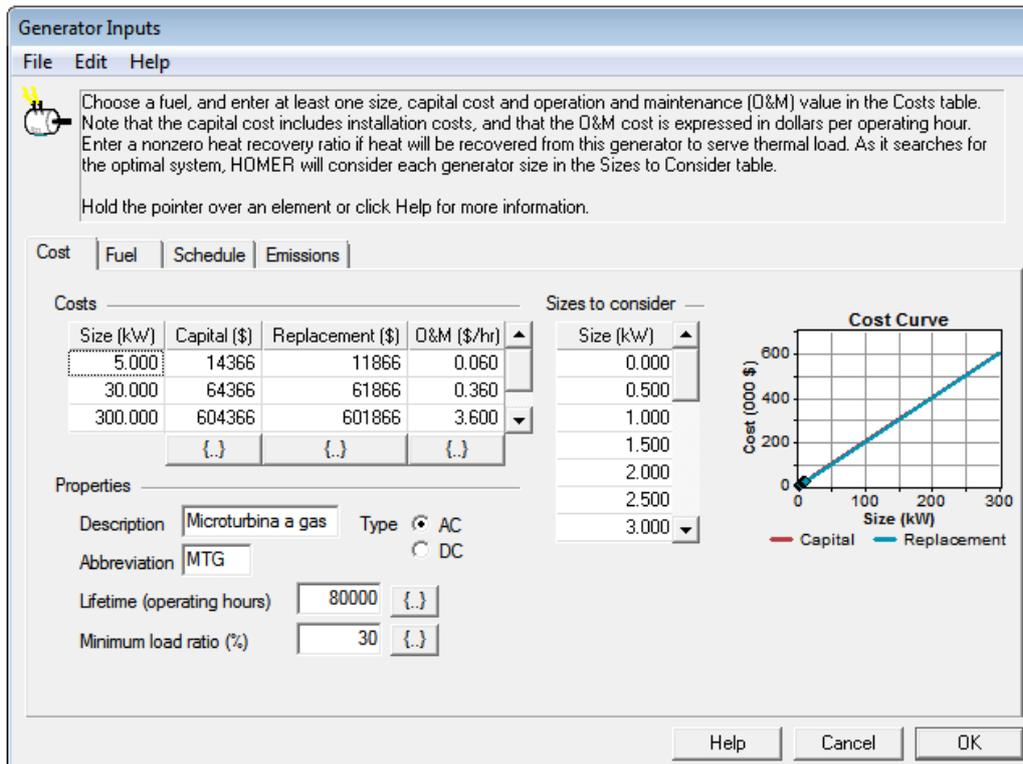
4.2.1 MICROTURBINE A GAS

4.2.1.1 Prima simulazione: installazione di un'unica microturbina



Dallo schema riportato si vede come l'utenza sia soddisfatta da un'unica microturbina a gas connessa alla rete e inclusa in un sistema dotato anche di caldaia integrativa.

La microturbina viene caratterizzata nel modo seguente:



Si è ipotizzato un costo di installazione di 2000 €/kW e 2500 € come costo fisso per ogni installazione, mentre per quanto riguarda la manutenzione il costo risulta di 12 €/MWh = 0,012 €/kWh. La vita utile dell'impianto è di 80000 ore e la produzione minima a cui risulta ancora conveniente far lavorare l'impianto è il 30% della produzione nominale.

Il range di taglie elettriche tra le quali il programma deve considerare quella più conveniente dal punto di vista economico è da 0 kW a 10 kW con intervallo di taglie di 0,5 kW.

Le taglie riportate per la costruzione della curva dei costi sono 5, 30 e 300 kW. Si riporta di seguito il calcolo delle voci "Capital", "Replacement" e "O&M" per la sola taglia di 5 kW:

- Capital:

$$\begin{aligned} \text{taglia [kW]} \times \text{costo al kW [€/kW]} + \text{costo fisso [€]} + C_{\text{assorbimento}} \text{ [€]} &= \\ &= 5 \times 2000 + 2500 + 1866 = 14366 \text{ €} \end{aligned}$$

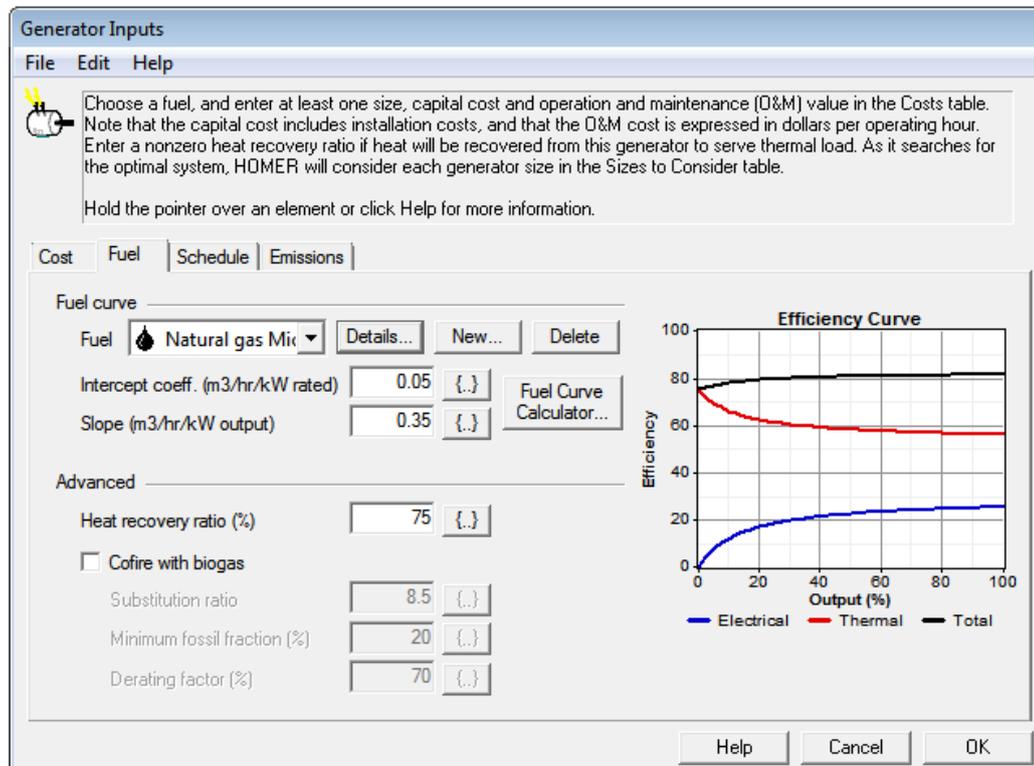
- Replacement:

$$\begin{aligned} \text{Capital [€]} - \text{costo fisso [€]} &= \\ &= 14366 - 2500 = 11866 \text{ €} \end{aligned}$$

- O&M:

costo manutenzione [€/kWh] × taglia [kW] =

$$0,012 \times 5 = 0,06 \text{ €/h}$$



Questa sezione relativa alla MTG serve ad impostare il rendimento della macchina stessa. Fissando cioè il valore dell'Heat recovery ratio, dell'intercetta e della pendenza delle curve si ottiene un rendimento elettrico di circa il 25% e termico di circa il 58%, entrambi a pieno carico. Questi valori sono stati presi uguali ai massimi valori trovati tra le simulazioni relative alla microturbina in Simulink, in modo da realizzare una trattazione quanto più completa possibile riguardo questa tecnologia, sia dal lato energetico che da quello economico, che considerasse quindi i valori di output ottenuti in Simulink come valori di input per Homer Energy.

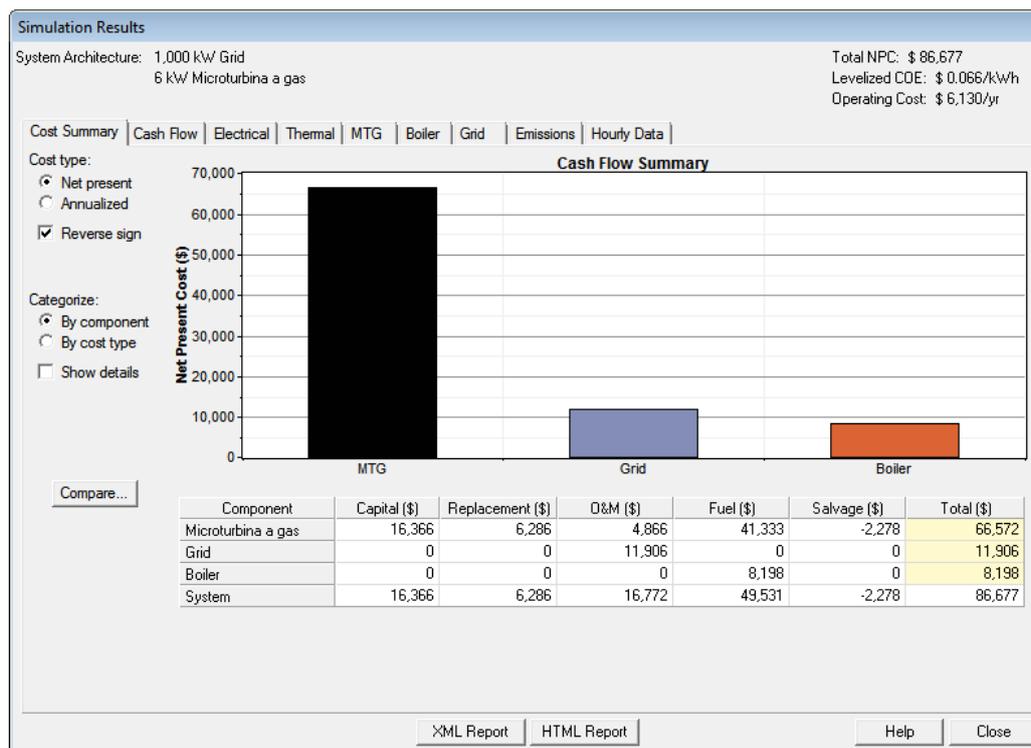
Risultati:

Icona	MTG (kW)	Grid (kW)	Initial Capital	Operating Cost (\$/yr)	Total NPC	COE (\$/kWh)	Gas Caldaia (m ³)	Gas Microt (m ³)	MTG (hrs)
	6.0	1000	\$ 16,366	6,130	\$ 86,677	0.066	812	12,012	5,892
		1000	\$ 0	11,491	\$ 131,800	0.186	6,121		

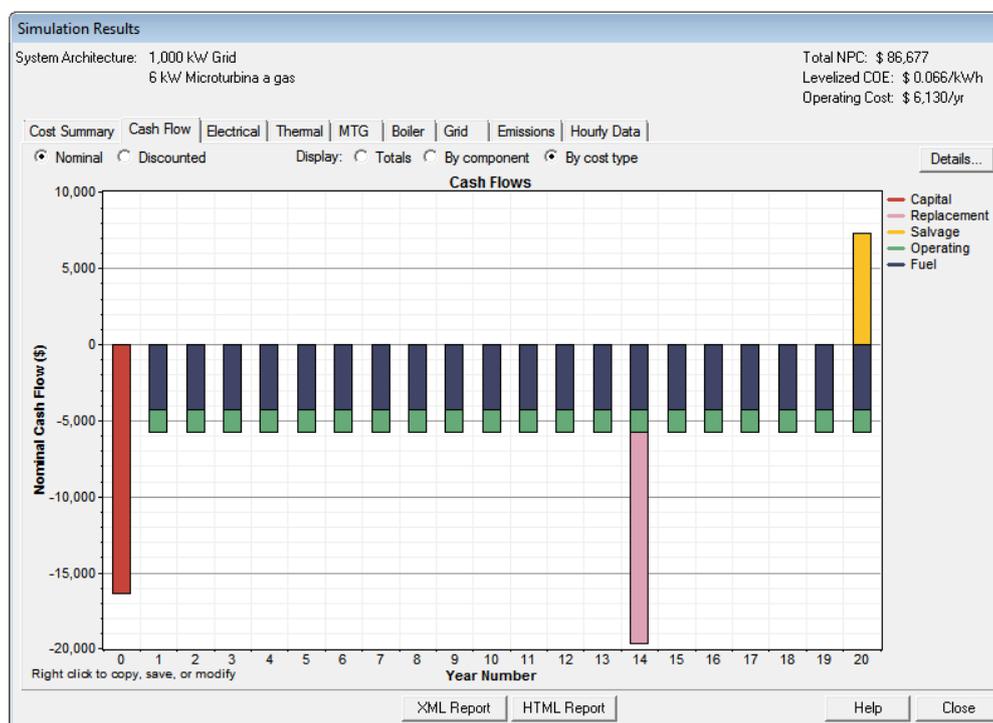
La soluzione migliore tra tutte le combinazioni considerate è quella costituita dall'insieme di una microturbina a gas da 6 kW, rete elettrica (imposta dal software di 1000 kW) e caldaia integrativa. Nell'immagine appena riportata è effettuato un confronto tra la soluzione migliore e la soluzione con solo utilizzo dei sistemi tradizionali per la produzione di energia. Per quanto riguarda la soluzione migliore, il capitale iniziale da versare per l'installazione è di 16366 €, i costi operativi sono di 6130 €/anno, il costo dell'energia di 0,066 €/kWh, le ore di funzionamento della MTG sono 5892 e il gas consumato in cogenerazione è di gran lunga superiore a quello utilizzato in caldaia, ovvero 12012 m³ contro 812 m³.

Il solo utilizzo delle modalità tradizionali di approvvigionamento di energia, ovvero rete e caldaia, presentano un capitale iniziale nullo ma dei costi operativi annui assai maggiori a causa del fatto che la bolletta elettrica è molto cara e che il gas naturale usato in caldaia costa molto di più di quello in cogenerazione. Il costo dell'energia è molto più alto in questo secondo caso quindi, ovvero è pari a 0,186 €/kWh.

I valori e le immagini riportati in seguito sono relativi alla sola soluzione ottimale (insieme dell'impianto micro CHP, rete elettrica e caldaia integrativa).



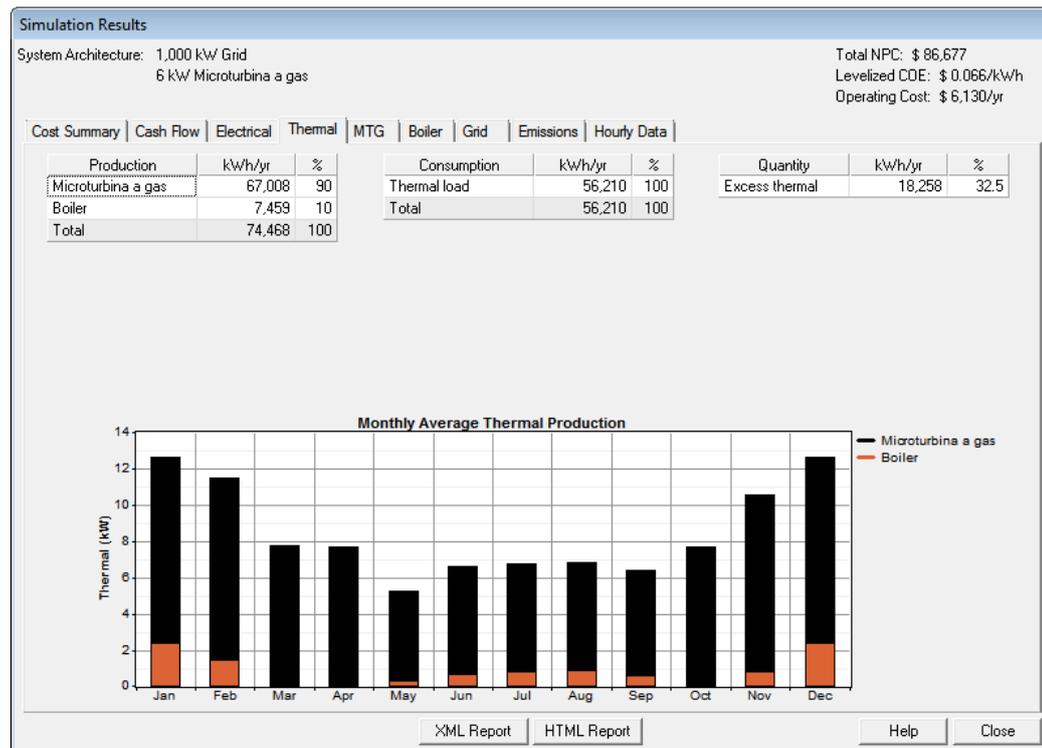
Si nota come il “Net Present Cost” sia chiaramente maggiore per la MTG rispetto a quello di rete e caldaia; il valore totale per la MTG è dato dai contributi di “Capital”, “Replacement”, “O&M”, “Fuel” e “Salvage”. Il costo per la rete è dato dal solo contributo di “O&M” e quello della caldaia dal solo contributo del “Fuel”.



Si nota come il flusso di cassa risulti sempre negativo fino al ventesimo anno, dove complessivamente si nota un valore positivo considerando che la voce “Salvage” è maggiore della somma “Operating” e “Fuel”. La quota rappresentata dalla voce “Salvage” è costituita dal valore dell’impianto installato poiché, al termine del ventesimo anno di analisi, le macchine stesse non saranno dismesse completamente, ma anzi potranno ancora essere in parte impiegate e di conseguenza conserveranno appunto ancora un certo valore, positivo nel bilancio totale. In realtà non si ha un flusso di cassa positivo dal ventesimo anno in poi ma anzi, considerando un periodo di analisi maggiore (non riportato in questa trattazione), si vede come ci siano ovviamente da sostenere sempre il costo del combustibile e il costo operativo ma anche un possibile costo di “Replacement”, ovvero un costo per la sostituzione della macchina. Tutto quello che viene ricavato dalla vendita di energia elettrica alla rete è già considerato all’interno della voce “Operating”, che si identifica comunque come negativa poiché la spesa per l’acquisto di energia elettrica dalla rete è sempre maggiore di quello che si guadagna dalla cessione, anche se la maggior parte del fabbisogno è soddisfatto da autoproduzione. Di conseguenza il vantaggio che si ha nell’usufruire di una soluzione micro CHP deve essere valutato confrontando questa soluzione con quella tradizionale: il guadagno che si ottiene si identifica cioè nella minore spesa che si ha con soluzione micro CHP rispetto alla soluzione tradizionale, come mostrato nel grafico seguente dove viene rappresentato il flusso di cassa cumulativo ottenuto non in senso assoluto, ma appunto dal confronto delle due soluzioni:



Questo grafico riporta il confronto tra la spesa che si ha utilizzando la soluzione micro CHP rispetto alla spesa che si avrebbe se si soddisfacesse il fabbisogno con produzione dai soli impianti tradizionali. Si vede come il tempo di ritorno economico si attesti attorno ai tre anni, ovvero grazie alla configurazione impostata, il sistema con MTG risulta essere più conveniente rispetto a quello che prevede l'utilizzo della sola rete e caldaia già a partire circa dal terzo anno di funzionamento dell'impianto.

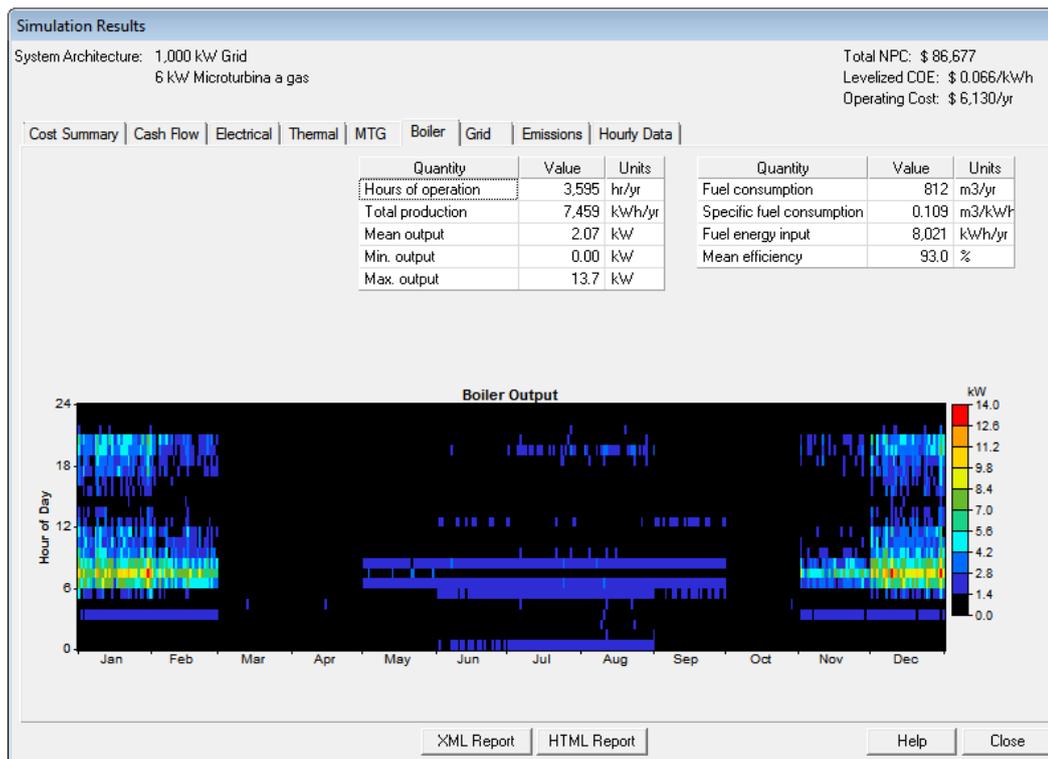


Proprio grazie a come sono state fissate le caratteristiche tecniche dell'impianto, la soluzione migliore porta ad avere un alto utilizzo della MTG, di conseguenza la maggior parte della richiesta dell'utenza sarà soddisfatta proprio dalla produzione di questa macchina; questo discorso è valido sia per il prodotto termico che per quello elettrico, come sottolineano anche

i due grafici appena riportati: la potenza elettrica e quella termica prodotte dalla MTG, rappresentate in nero, formano delle colonne molto più alte di quelle relative alle potenze prodotte da rete e caldaia. Come riportato nella tabella in alto a sinistra della totale richiesta elettrica il 79% è soddisfatta da MTG e solamente il 21% da rete. Con la richiesta termica la differenza è ancora più marcata: 90% soddisfatta da MTG e 10% da caldaia.



Questa immagine rappresenta il diagramma orario di sfruttamento della MTG; essa è sfruttata in modo molto massiccio, da inizio novembre a fine febbraio infatti lavora al massimo carico elettrico dalle 6:00 alle 22:00, come testimoniato dalla larga banda rossa. Anche nei mesi più caldi la produzione elettrica è massima per un alto numero di ore, dalle 16:00 circa fino alle 22:00. Sempre nel periodo estivo la macchina rimane spenta praticamente per tutte le rimanenti ore del giorno. Infine sono rare le ore di funzionamento a meno della metà del carico nominale.

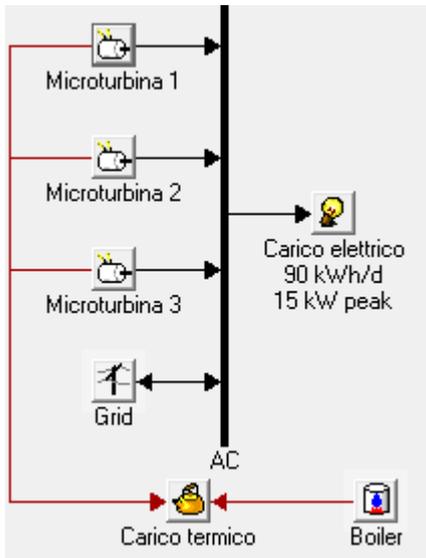


Infine con il grafico appena riportato si vede come la caldaia lavori un numero bassissimo di ore, grazie al fatto che con la configurazione cogenerativa si sfrutta per lo più la microturbina. La caldaia presenta una potenza media fornita di soli 2 kW_{th}, e una potenza massima di 13,7 kW_{th}, registrata solamente in rare occasioni. Inoltre in marzo, aprile, e ottobre rimane completamente spenta, e nei mesi da maggio a settembre lavora a bassa produzione solamente tra le 6:00 e le 10:00.

4.2.1.2 Seconda simulazione: installazione di tre microturbine

Questa simulazione è costruita considerando la possibilità dell'installazione di tre MTG di taglia inferiore rispetto alla taglia della MTG appena trattata, la cui somma sia però circa pari ad essa. Ancora una volta l'obiettivo è la ricerca della soluzione più conveniente dal punto di vista economico; trattandosi di taglie molto piccole, nel computo complessivo delle spese da sostenere la voce costituita dal capitale iniziale per l'installazione presenta un peso percentuale molto maggiore di quello che presenta negli impianti di grossa taglia, e quindi sarà generalmente raro che una soluzione con tre macchine sia più economica di una soluzione con una macchina singola, perché appunto il costo di installazione si farà sentire in modo maggiore, essendo le taglie complessive ottenute comunque simili ma essendoci tre installazioni rispetto ad una unica.

Lo schema d'impianto è il seguente:



Le tre microturbine sono caratterizzate da prestazioni identiche, ovvero identici rendimenti ma anche identiche taglie; di conseguenza di seguito si riportano le caratteristiche di un'unica turbina:

Generator Inputs

File Edit Help

Choose a fuel, and enter at least one size, capital cost and operation and maintenance (O&M) value in the Costs table. Note that the capital cost includes installation costs, and that the O&M cost is expressed in dollars per operating hour. Enter a nonzero heat recovery ratio if heat will be recovered from this generator to serve thermal load. As it searches for the optimal system, HOMER will consider each generator size in the Sizes to Consider table.

Hold the pointer over an element or click Help for more information.

Cost | Fuel | Schedule | Emissions

Costs				Sizes to consider
Size (kW)	Capital (\$)	Replacement (\$)	O&M (\$/hr)	Size (kW)
5.000	12500	10000	0.060	0.000
30.000	62500	60000	0.360	0.100
300.000	602500	600000	3.600	0.200
{.}	{.}	{.}	{.}	0.300
				0.400
				0.500
				0.600

Properties

Description: Microturbina 1 Type: AC DC

Abbreviation: MTG1

Lifetime (operating hours): 80000 {..}

Minimum load ratio (%): 30 {..}

Cost Curve

— Capital — Replacement

Help Cancel OK

Si vede come le taglie elettriche tra le quali il software deve scegliere la soluzione ottimale variano di 0,1 kW in 0,1 kW e il range considerato è da 0 kW a 2 kW. La voce “Fuel” non viene riportata dato che è identica alla simulazione precedente ovvero, per avere una possibilità di confronto reale tra la simulazione corrente e quella precedente, si sono mantenuti gli stessi rendimenti termico ed elettrico.

Le taglie che Homer deve considerare vanno fino a 2 kW e non oltre perché, come detto, si vuole che la somma delle taglie delle tre MTG sia quasi uguale alla taglia della MTG ottenuta come ottimale dalla prima simulazione.

Anche la tabella dei costi è diversa dalla simulazione precedente poiché, nonostante si siano considerate sempre le taglie 5, 30 e 300 kW, ora il costo della macchina ad assorbimento non viene associato al costo di ogni MTG, ma viene imposto come costo fisso di sistema:

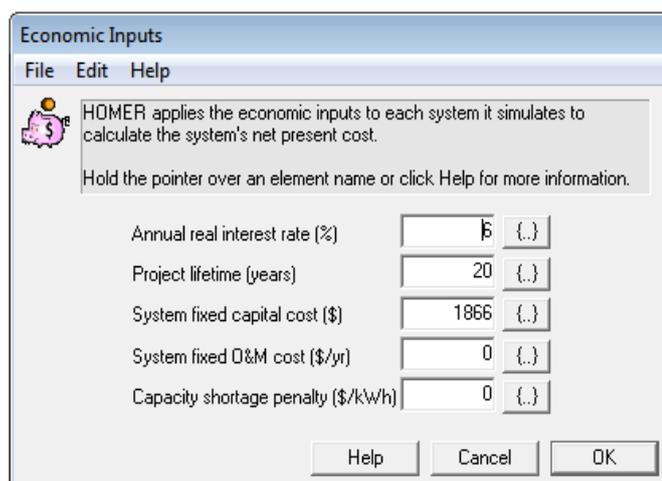
- Capital:

$$\begin{aligned} \text{taglia [kW]} \times \text{costo al kW [€/kW]} + \text{costo fisso [€]} &= \\ &= 5 \times 2000 + 2500 = 12500 \text{ €} \end{aligned}$$

- Replacement:

$$\begin{aligned} \text{Capital [€]} - \text{costo fisso [€]} &= \\ &= 12500 - 2500 = 10000 \text{ €} \end{aligned}$$

La voce “O&M” rimane invece uguale alla simulazione precedente.



L’immagine riportata mostra come il costo dovuto alla macchina ad assorbimento sia stato imposto come costo fisso d’impianto nella voce “System fixed capital cost”.

Risultati:

	MTG1 (kW)	MTG2 (kW)	MTG3 (kW)	Grid (kW)	Initial Capital	Operating Cost (\$/yr)	Total NPC	COE (\$/kWh)	Jural gas Calc (m3)	il gas Microt (m3)	MTG1 (hrs)	MTG2 (hrs)	MTG3 (hrs)
	2.0	2.0	2.0	1000	\$ 21,366	5,701	\$ 86,753	0.067	576	12,969	8,418	5,498	3,452
	2.0	2.0		1000	\$ 14,866	6,694	\$ 91,651	0.080	1,682	10,358	8,418	5,498	
	2.0		2.0	1000	\$ 14,866	6,694	\$ 91,651	0.080	1,682	10,358	8,418		5,498
		2.0	2.0	1000	\$ 14,866	6,694	\$ 91,651	0.080	1,682	10,358		8,418	5,498
	2.0			1000	\$ 8,366	8,454	\$ 105,327	0.116	3,222	6,110	8,418		
		2.0		1000	\$ 8,366	8,454	\$ 105,327	0.116	3,222	6,110		8,418	
			2.0	1000	\$ 8,366	8,454	\$ 105,327	0.116	3,222	6,110			8,418
				1000	\$ 1,866	11,491	\$ 133,666	0.191	6,121				

La soluzione migliore tra tutte le combinazioni considerate è quella costituita dall'insieme di tre microturbine a gas da 2 kW elettrici ciascuna, rete elettrica (imposta dal software di 1000 kW) e caldaia integrativa. Nell'immagine sopra vengono riportate, in ordine di convenienza decrescente, le soluzioni con due MTG o con unica MTG, ancora economicamente convenienti rispetto alle numerose soluzioni esaminate dal software, oltre alla soluzione tradizionale rappresentata da rete e caldaia.

Per quanto riguarda la soluzione migliore, il capitale iniziale da versare per l'installazione è di 21366 €, maggiore rispetto al caso con unica MTG, i costi operativi sono di 5701 €/anno contro i 6130 €/anno della prima simulazione, il costo dell'energia di 0,067 €/kWh, praticamente invariata rispetto al modello precedente, le ore di funzionamento della MTG1 sono 8418, quelle della MTG2 sono 5498 e quelle della MTG3 3452; per la simulazione precedente la MTG lavorava 5892 ore, ovvero sostanzialmente meno della MTG1, proprio a causa del fatto che per garantire una produzione analoga (derivante dalla richiesta dell'utenza lasciata invariata rispetto alla precedente simulazione) da una MTG di taglia inferiore, essa deve essere fatta lavorare per un numero maggiore di ore. Il gas consumato in cogenerazione è di gran lunga superiore a quello utilizzato in caldaia, ovvero 12969 m³ contro 576 m³.

Il solo utilizzo delle modalità tradizionali di approvvigionamento di energia, ovvero rete e caldaia, presentano un capitale iniziale nullo ma dei costi operativi annui assai maggiori sia rispetto alla soluzione con installazione di tre MTG sia anche rispetto alle altre soluzioni rappresentate. Il costo dell'energia è quindi molto più alto, ovvero è pari a 0,191 €/kWh.

Commentando ad esempio la seconda soluzione riportata nella tabella soprastante, ovvero quella che suggerisce l'installazione di due sole MTG, si vede come il capitale iniziale sia notevolmente inferiore rispetto alla scelta di tre MTG, grazie alla minore spesa di installazione, ma complessivamente il "COE" (cost of energy) risulti ben più alto a causa del fatto che una porzione maggiore del fabbisogno dell'utenza è soddisfatta da produzione di energia con soluzioni tradizionali, più costose.

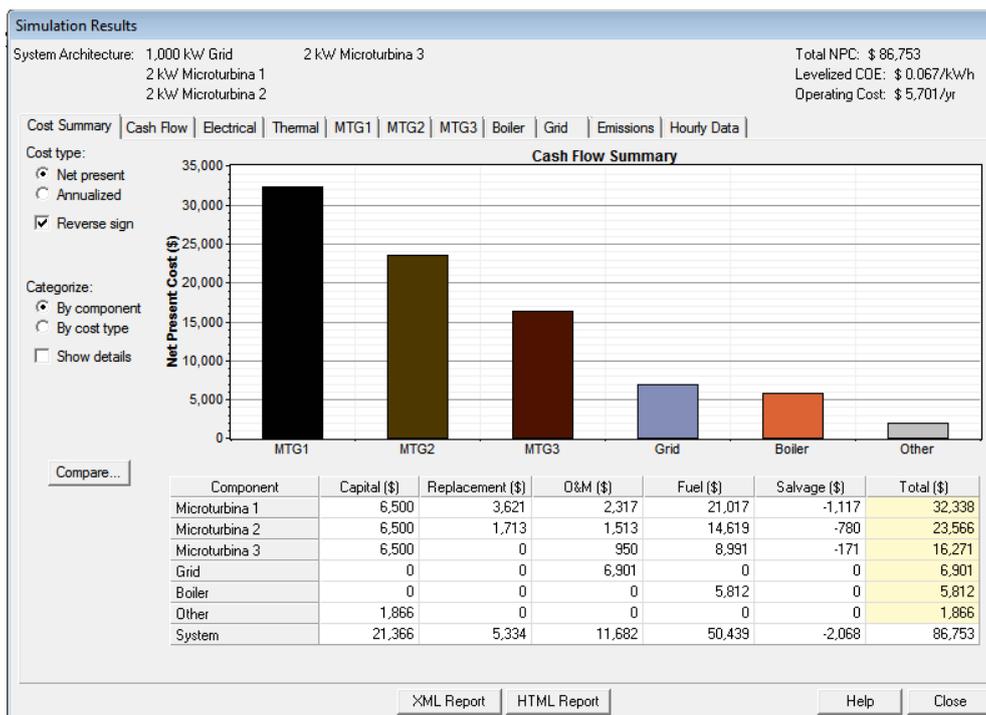
Prima di continuare la trattazione e l'analisi di questa soluzione impiantistica, si riporta il risultato relativo all'imposizione di un range di taglie maggiore per le tre MTG, ovvero si richiederà al programma di eseguire una ricerca della soluzione più economica tra tre MTG con possibili taglie tra 0 e 3 kW, con intervalli di 0,2 kW.

Si riporta di seguito il risultato ottenuto:

Icon	MTG1 (kW)	MTG2 (kW)	MTG3 (kW)	Grid (kW)	Initial Capital	Operating Cost (\$/yr)	Total NPC	COE (\$/kWh)	Jural gas Cal (m3)	Jural gas Microt (m3)	MTG1 (hrs)	MTG2 (hrs)	MTG3 (hrs)
	1.2	2.6	3.0	1000	\$ 22,966	5,383	\$ 84,714	0.061	292	13,736	6,467	4,839	5,140
	3.0	3.0		1000	\$ 18,866	5,821	\$ 85,631	0.064	661	12,392	7,429	3,847	
	3.0		3.0	1000	\$ 18,866	5,821	\$ 85,631	0.064	661	12,392	7,429		3,847
		3.0	3.0	1000	\$ 18,866	5,821	\$ 85,631	0.064	661	12,392		7,429	3,847
	3.0			1000	\$ 10,366	7,543	\$ 96,882	0.093	2,427	8,118	7,429		
			3.0	1000	\$ 10,366	7,543	\$ 96,882	0.093	2,427	8,118		7,429	
				1000	\$ 1,866	11,491	\$ 133,666	0.191	6,121				7,429

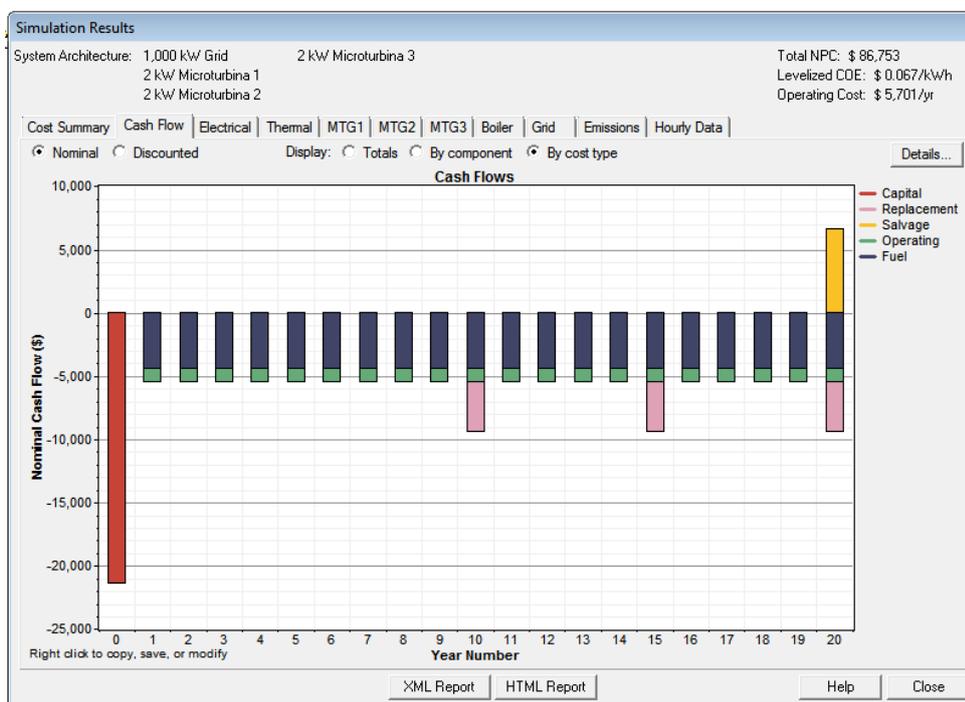
Si nota come la soluzione più conveniente indichi l'impiego di tre MTG di taglia diversa, cosa che invece non accadeva con la simulazione precedente. Avendo complessivamente ottenuto una taglia maggiore, si vede come il capitale iniziale da versare sia chiaramente maggiore rispetto al caso di tre MTG da 2 kW ciascuna. Ma tutte le altre voci di costo sono minori, indicando questa come la soluzione ottimale: sono infatti minori sia i costi operativi annuali, sia il "Total Net Present Cost" sia infine il "cost of energy". Adirittura il "cost of energy" è inferiore anche rispetto alla soluzione con unica microturbina. Si vede come anche il combustibile utilizzato in caldaia sia inferiore rispetto alla soluzione precedente, contribuendo al minor esborso.

Si riprende ora l'analisi della soluzione con tre MTG di taglia 2 kW:

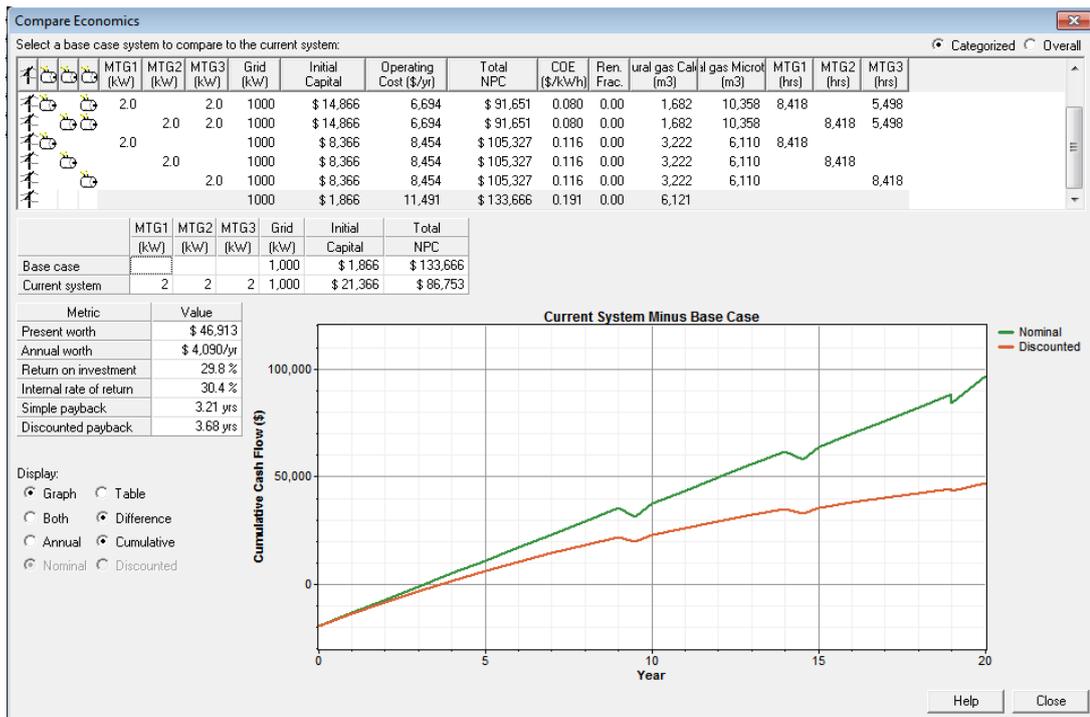


Si nota come il "Net Present Cost" sia nettamente maggiore per le MTG rispetto a quello di rete e caldaia. Si vede come nel computo del "Net Present Cost" dell'intero sistema entri anche il "System fixed capital cost" dovuto all'installazione della macchina ad assorbimento,

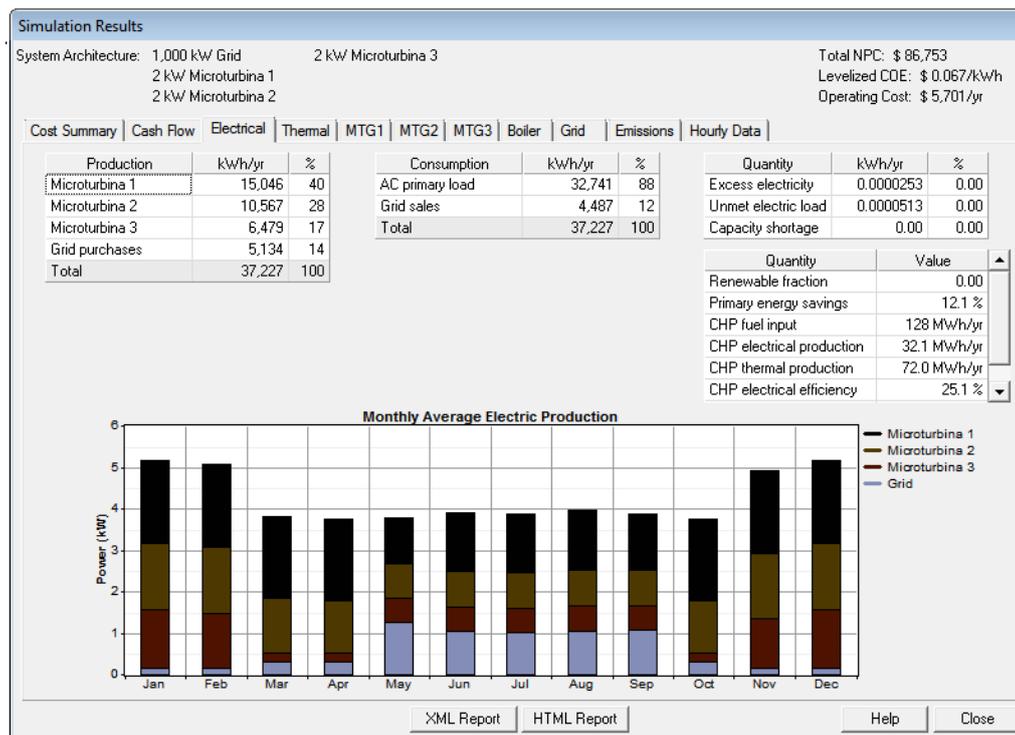
con la voce “Other”. La voce “Total” è solo leggermente superiore a quella trovata nella simulazione precedente, sottolineando che le due configurazioni, unica MTG di taglia più grande oppure tre MTG di taglia più piccola, sono quasi del tutto identiche nel confronto economico finale (il capitale iniziale ovviamente è nettamente superiore nel caso di tre MTG).

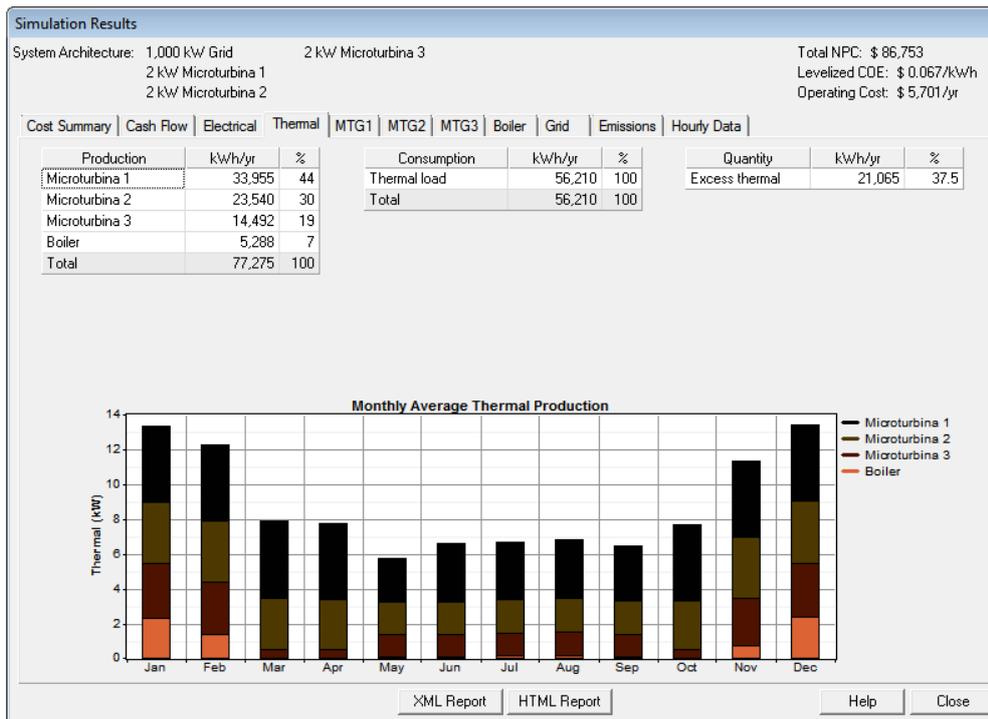


Si nota come il flusso di cassa risulti sempre negativo fino al ventesimo anno, dove si ha la presenza anche di un valore positivo dato dalla voce “Salvage”. Il dato rappresentato da un flusso di cassa negativo non deve portare erroneamente a concludere che la soluzione cogenerativa sia una scelta sconveniente, in quanto è sì vero che ogni anno, anche oltre il ventesimo, si continueranno ad avere esborsi, costituiti dalle voci “Operating” e “Fuel”, ma complessivamente si avrà comunque un vantaggio rispetto alla soluzione di produzione termica ed elettrica da soluzioni tradizionali, esattamente come spiegato per la simulazione precedente. Quanto appena detto è illustrato dal grafico seguente:

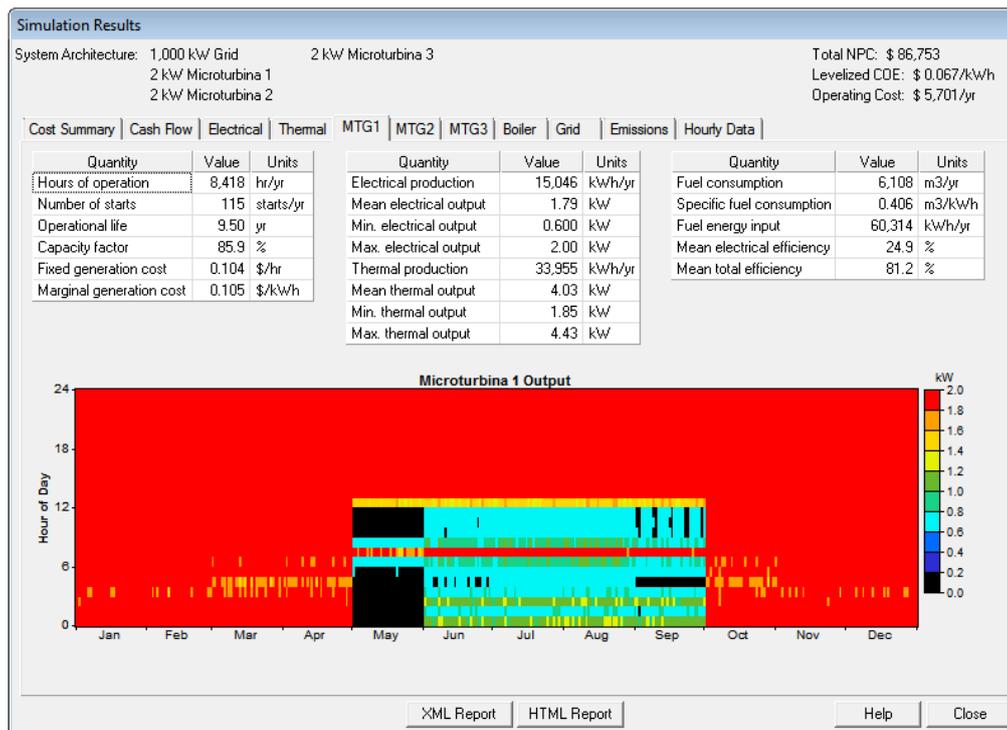


Si vede come la soluzione migliore (3 MTG da 2 kW) permetta di conseguire una spesa minore rispetto a quella da sostenere con l'utilizzo della rete e caldaia già dal terzo anno di funzionamento in poi. Il pay back period è solo leggermente più alto rispetto alla soluzione con unica turbina.

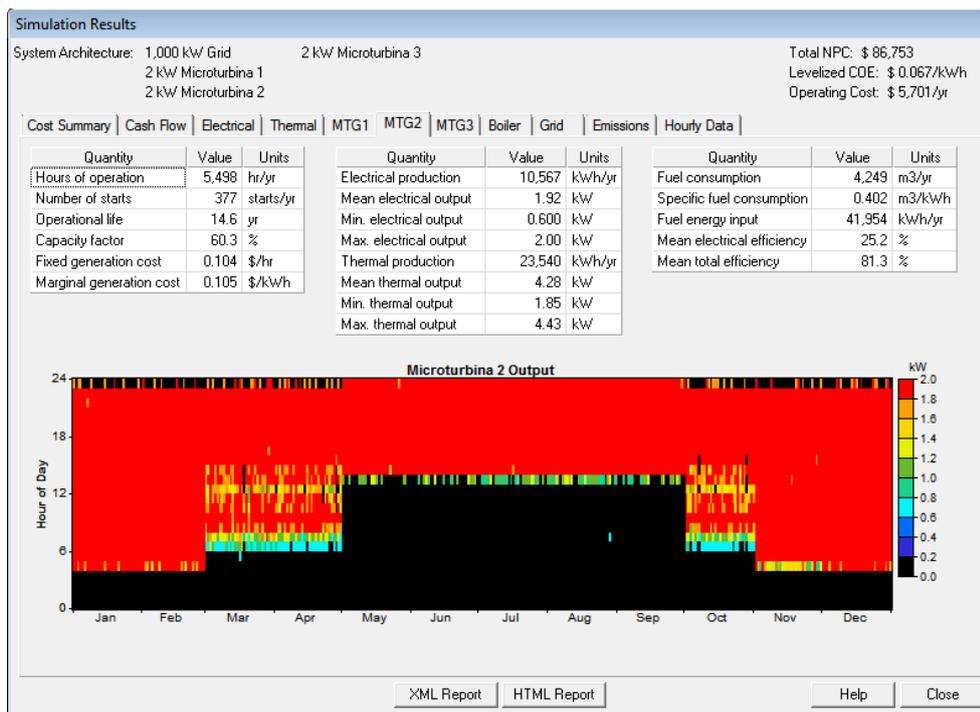




La soluzione migliore economicamente porta ad avere un alto utilizzo delle MTG: la potenza elettrica e quella termica prodotte dalla MTG, rappresentate in nero e nelle due sfumature di marrone, formano graficamente delle colonne molto più alte di quelle relative alle potenze prodotte da rete e caldaia. Per quanto riguarda il consumo elettrico da rete si vede come esso sia alto da maggio a settembre: data la bassa richiesta termica dell'utenza registrata in questi mesi, non è assolutamente conveniente lasciare in funzione il microcogeneratore un alto numero di ore; di conseguenza la necessità di raffrescamento dell'utenza non potrà essere soddisfatta totalmente dalla macchina ad assorbimento, ma verranno impiegati anche i tradizionali condizionatori, fortemente energivori, ricorrendo appunto alla rete elettrica per questo approvvigionamento. Come riportato nella tabella in alto a sinistra in entrambi i grafici, della totale richiesta elettrica il 40% è soddisfatta da MTG1, il 28% da MTG2, il 17% da MTG3 e solamente il 14% da rete, percentuale ben minore rispetto al 21% della soluzione con unica MTG. Con la richiesta termica la differenza è ancora più marcata: 44% soddisfatta da MTG1, 30% da MTG2 e 19% da MTG3, mentre la quota da caldaia è solo del 7%, contro il 10% che si aveva con un'unica MTG. **Sono proprio queste minori percentuali di sfruttamento della rete e della caldaia che fanno registrare un "Total Net Present Cost" e un "COE" circa uguali tra le due simulazioni, nonostante il costo di capitale sia nettamente maggiore nella simulazione con tre macchine.**



Confrontando questo grafico con i due successivi relativi alle tre microturbine si vede come la MTG1 lavori un numero nettamente maggiore di ore al carico nominale di 2 kW. Questo funzionamento nominale è praticamente sempre presente durante tutte le ore del giorno per sette mesi all'anno. Solamente da maggio a settembre viene ridotto l'apporto di questa macchina. Raramente la sua produzione scende sotto la metà di quella nominale, e si vede come la microturbina sia spenta praticamente solo dalle 24:00 alle 12:00 del mese di maggio. Questo è il funzionamento ottimale per queste micro macchine, ovvero alto numero di ore di funzionamento a regime, così da garantire elevate prestazioni; inoltre l'alto fattore di carico contribuisce a velocizzare il pay back period.

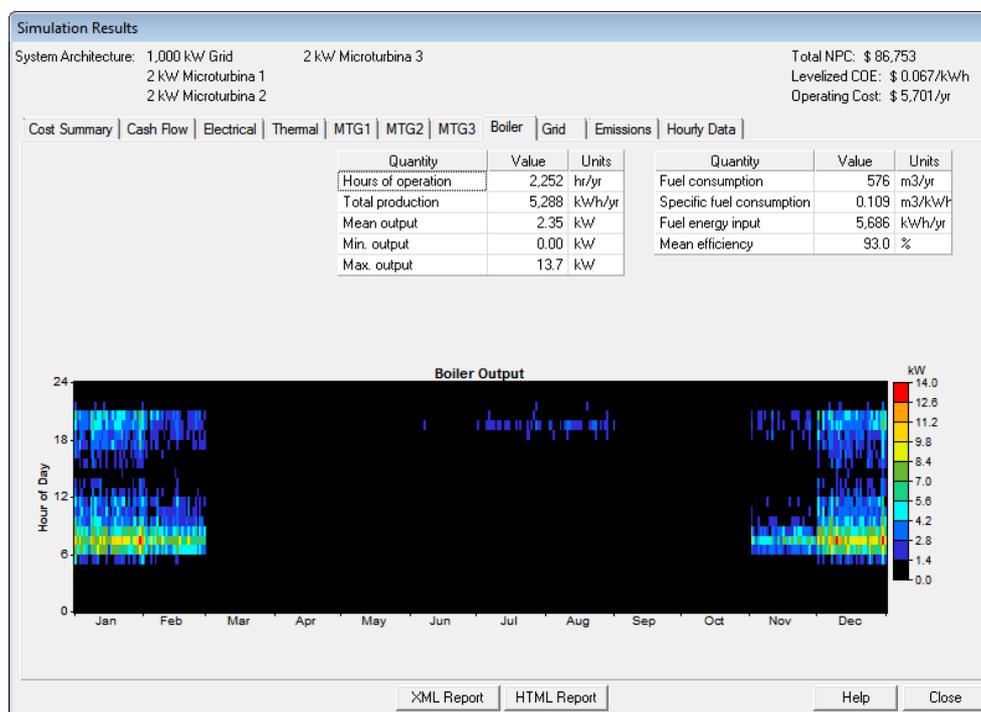


Complessivamente questa macchina, pur lavorando meno di quella precedente, comunque mantiene un alto fattore di carico, risultando spenta solamente per 4-5 ore al giorno nei mesi più freddi, e invece circa metà giornata nei mesi più caldi. Raramente viene fatta lavorare ai bassi carichi, complessivamente molte meno ore della MTG1.



Questa risulta la turbina che lavora meno ore di tutte, anche se complessivamente la maggior parte del suo funzionamento è a regime, e solo raramente scende sotto la metà della potenza

nominale. Rimane spenta però per un numero considerevole di ore. Inoltre presenta un numero di accensioni notevolmente superiore alle prime due macchine, situazione non conveniente per un funzionamento adeguato e duraturo della macchina.

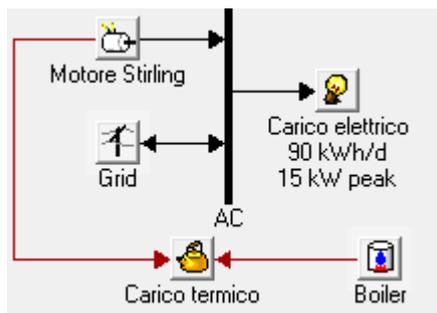


Infine, come testimoniato dai dati commentati in precedenza, si vede come la potenza fornita dalla caldaia sia molto limitata, con un valore medio di poco superiore ai 2 kW. Per la maggior parte delle ore infatti rimane spenta, presentando un utilizzo modesto solamente nei mesi più freddi per coprire le punte di richiesta: la massima potenza raggiunta è di 13,7 kW.

4.2.2 MOTORI STIRLING

4.2.2.1 Prima simulazione: installazione di un unico motore Stirling

Questa simulazione è effettuata in modo del tutto analogo alla prima simulazione realizzata con Homer, ovvero si procede all'installazione di un'unica macchina per il soddisfacimento del fabbisogno dell'utenza condominiale: ora la macchina installata è però un motore Stirling. Lo scopo è sempre quello di individuare la soluzione maggiormente conveniente dal punto di vista economico e di effettuare un confronto con la soluzione con unica microturbina.



Il motore Stirling è caratterizzato dalle seguenti specifiche:

Choose a fuel, and enter at least one size, capital cost and operation and maintenance (O&M) value in the Costs table. Note that the capital cost includes installation costs, and that the O&M cost is expressed in dollars per operating hour. Enter a nonzero heat recovery ratio if heat will be recovered from this generator to serve thermal load. As it searches for the optimal system, HOMER will consider each generator size in the Sizes to Consider table.

Hold the pointer over an element or click Help for more information.

Cost | Fuel | Schedule | Emissions

Size (kW)	Capital (\$)	Replacement (\$)	O&M (\$/hr)
5.000	19866	16866	0.075
30.000	94866	91866	0.450
300.000	904866	901866	4.500
{.}	{.}	{.}	{.}

Sizes to consider

Size (kW)
0.000
0.500
1.000
1.500
2.000
2.500
3.000

Properties

Description: Motore Stirling Type: AC DC

Abbreviation: Stirl

Lifetime (operating hours): 80000

Minimum load ratio (%): 30

Cost Curve

Cost (000 \$) vs Size (kW)

Legend: Capital (red), Replacement (blue)

Si è ipotizzato un costo di installazione di 3000 €/kW e 3000 € come costo fisso per ogni installazione, mentre per quanto riguarda la manutenzione il costo risulta di 15 €/MWh = 0,015 €/kWh. La vita utile dell'impianto è sempre fissata pari a 80000 ore e la produzione minima a cui risulta ancora conveniente far lavorare l'impianto è il 30% della produzione nominale, come per la MTG.

Il range di taglie tra le quali il programma deve individuare quella più conveniente dal punto di vista economico è da 0 kW a 10 kW con intervallo di taglie di 0,5 kW, ovvero lo stesso insieme di scelta fornito per l'installazione di un'unica MTG; si vuole così arrivare ad un confronto congruo tra le soluzioni con le due macchine, ovvero, partendo dalle stesse condizioni iniziali, verificare quale delle due soluzioni sia effettivamente quella più conveniente.

Le taglie riportate per la costruzione della curva dei costi sono 5, 30 e 300 kW. Si riporta di seguito il calcolo delle voci "Capital", "Replacement" e "O&M" per la sola taglia di 5 kW:

- Capital:

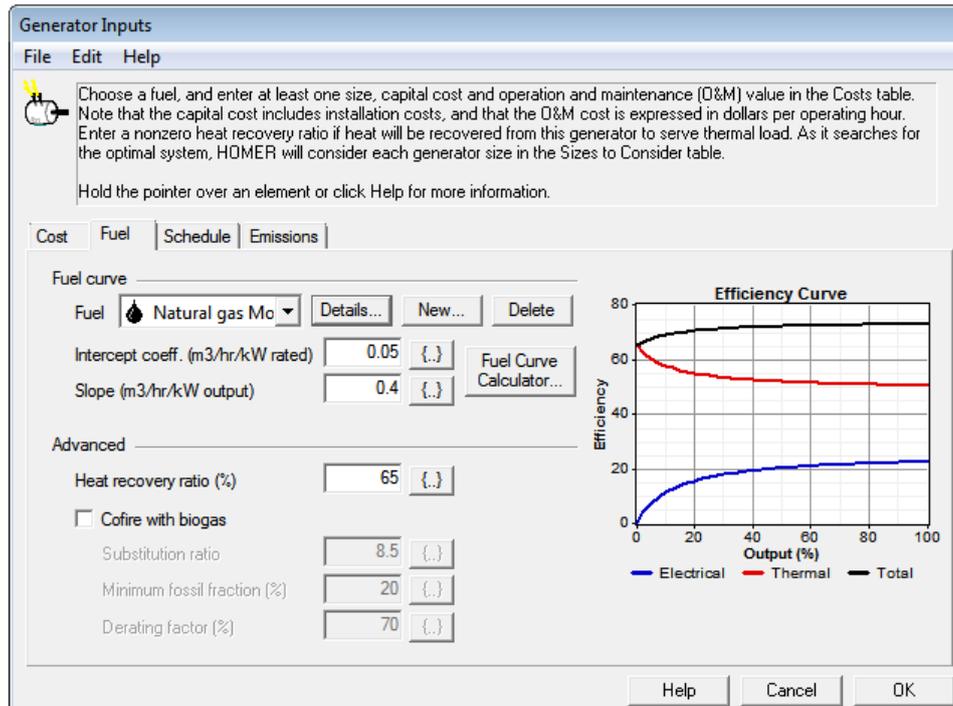
$$\begin{aligned} \text{taglia [kW]} \times \text{costo al kW [€/kW]} + \text{costo fisso [€]} + C_{\text{assorbimento}} [\text{€}] &= \\ &= 5 \times 3000 + 3000 + 1866 = 19866 \text{ €} \end{aligned}$$

- Replacement:

$$\begin{aligned} \text{Capital [€]} - \text{costo fisso [€]} &= \\ &= 19866 - 3000 = 16866 \text{ €} \end{aligned}$$

- O&M:

$$\begin{aligned} \text{costo manutenzione [€/kWh]} \times \text{taglia [kW]} &= \\ 0,015 \times 5 &= 0,075 \text{ €/h} \end{aligned}$$



Si riporta anche la sezione relativa all'imposizione del rendimento della macchina stessa, in modo da evidenziare le diversità con le prestazioni della MTG. Ancora una volta, fissando il valore dell'"Heat recovery ratio", dell'intercetta e della pendenza delle curve, si ottengono

un rendimento elettrico a pieno carico di circa il 22% e termico di circa il 50%, valori inferiori a quelli settati per la microturbina. Questi valori sono stati presi uguali ai massimi valori trovati tra le simulazioni relative ai motori Stirling in Simulink, in modo da creare un continuum tra i valori ottenuti in Simulink e quelli ottenuti in Homer.

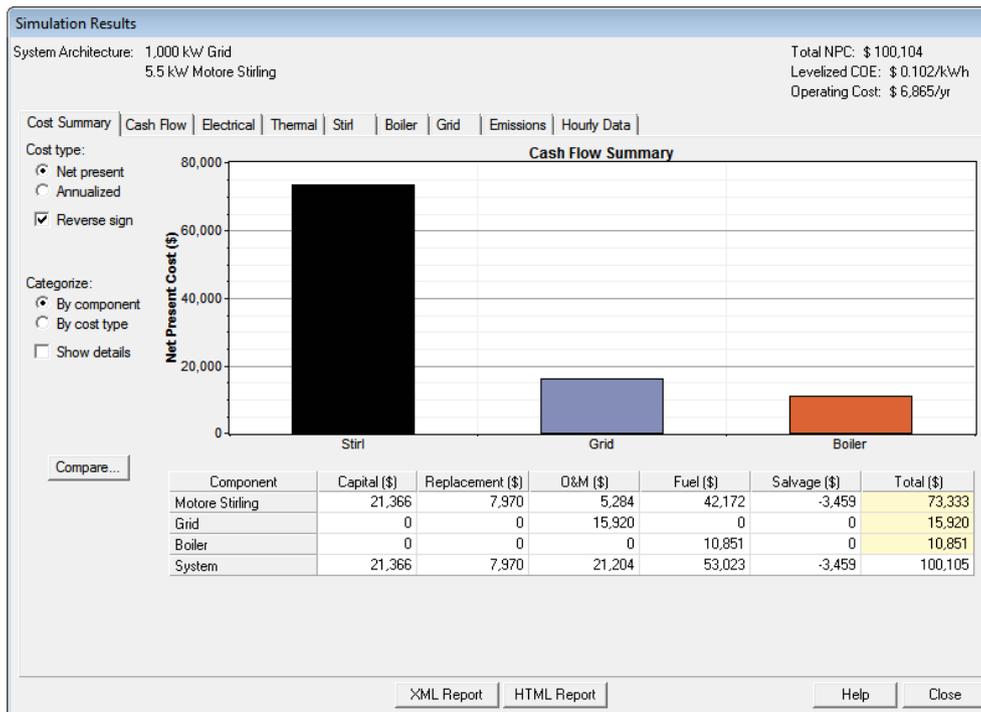
Risultati:

	Stirl (kW)	Grid (kW)	Initial Capital	Operating Cost (\$/yr)	Total NPC	COE (\$/kWh)	Jral gas Cald (m3)	gas Motore (m3)	Stirl (hrs)
	5.5	1000	\$ 21,366	6,865	\$ 100,104	0.102	1,075	12,256	5,584
		1000	\$ 0	11,491	\$ 131,800	0.186	6,121		

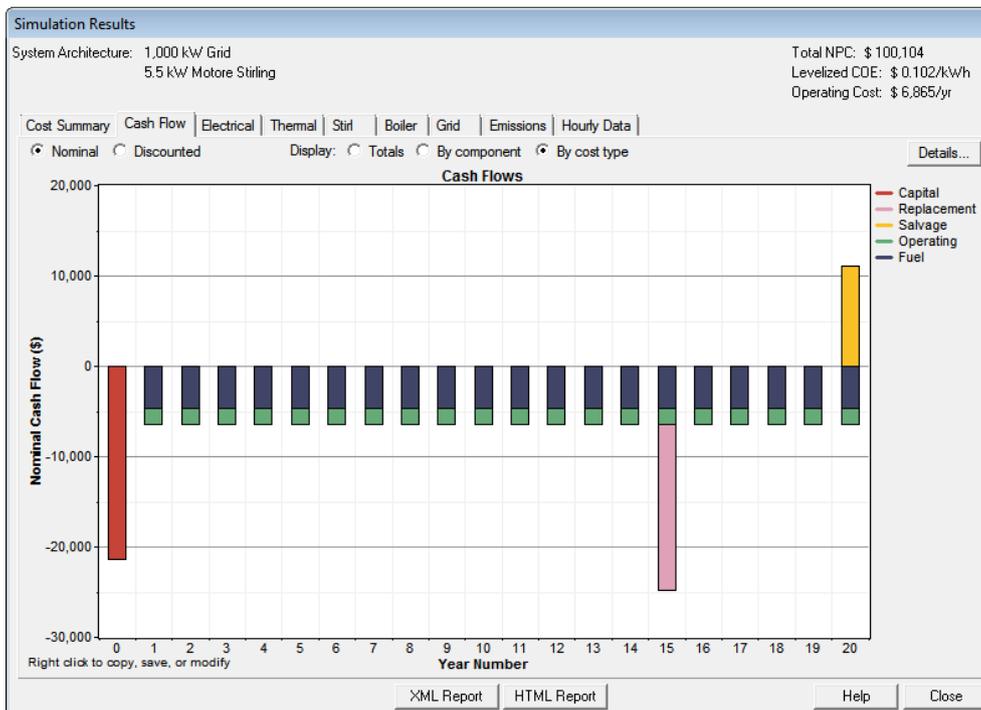
La soluzione migliore tra tutte le combinazioni considerate è quella costituita dall'insieme di un motore Stirling da 5,5 kW, rete elettrica (imposta dal software di 1000 kW) e caldaia integrativa. Si vede come, pur avendo inserito lo stesso range di taglie usato nella simulazione relativa alla MTG (ovvero da 0 a 10 kW), per contenere l'esborso il programma sceglie una taglia più piccola per lo Stirling, proprio a causa del fatto che i costi di capitale e "Replacement" sono maggiori per esso, ricordando che il criterio di scelta per Homer è di natura puramente economica. Nell'immagine appena riportata è nuovamente presentato il confronto tra la soluzione migliore e la soluzione con solo utilizzo dei sistemi tradizionali per la produzione di energia.

Per quanto riguarda la soluzione migliore il capitale iniziale da versare per l'installazione è di 21366 €, contro i 16366 € della microturbina, i costi operativi sono di 6865 €, ovvero solo di poco maggiori dei 6130 €/anno sostenuti nella prima simulazione, il costo dell'energia di 0,102 €/kWh, ben maggiore dei 0,066 €/kWh ottenuti con un'unica MTG, le ore di funzionamento sono 5584 contro le 5892 della stessa MTG e il gas consumato in cogenerazione è di gran lunga superiore a quello utilizzato in caldaia, ovvero 12256 m³ contro 1075 m³; questi ultimi due valori sono maggiori di quelli ottenuti nel caso con microturbina.

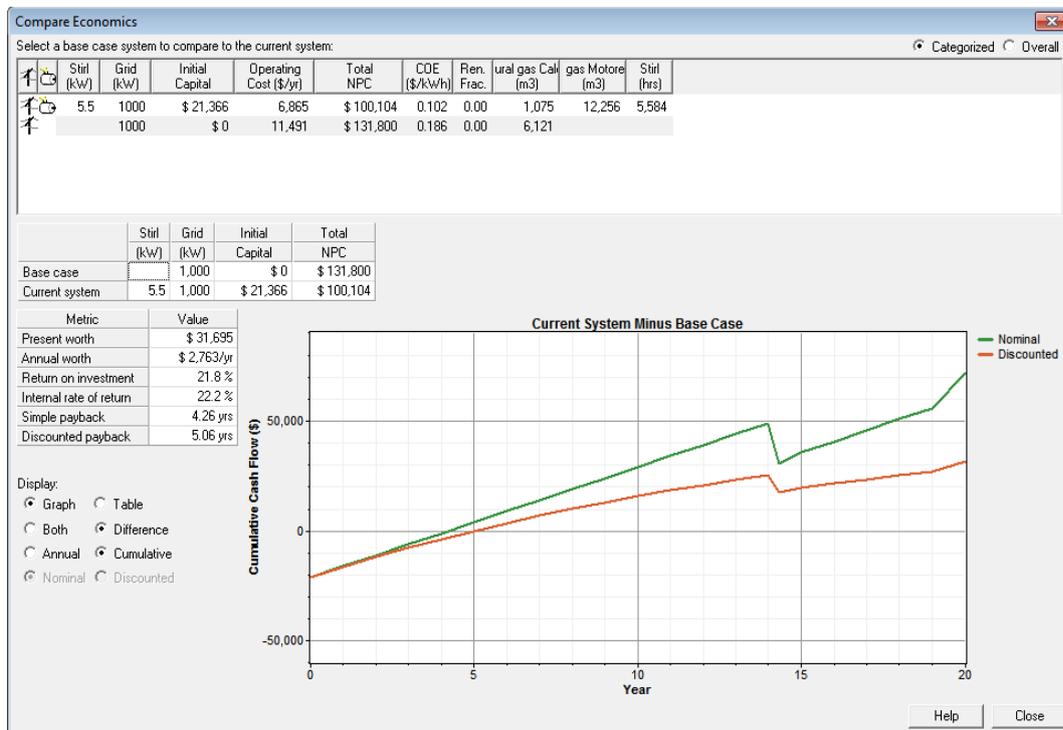
Il solo utilizzo delle modalità tradizionali di approvvigionamento di energia, ovvero rete e caldaia, costituiscono una soluzione nettamente più impegnativa dal punto di vista economico. Il costo dell'energia è infatti molto più alto in questo secondo caso, ovvero è pari a 0,186 €/kWh.



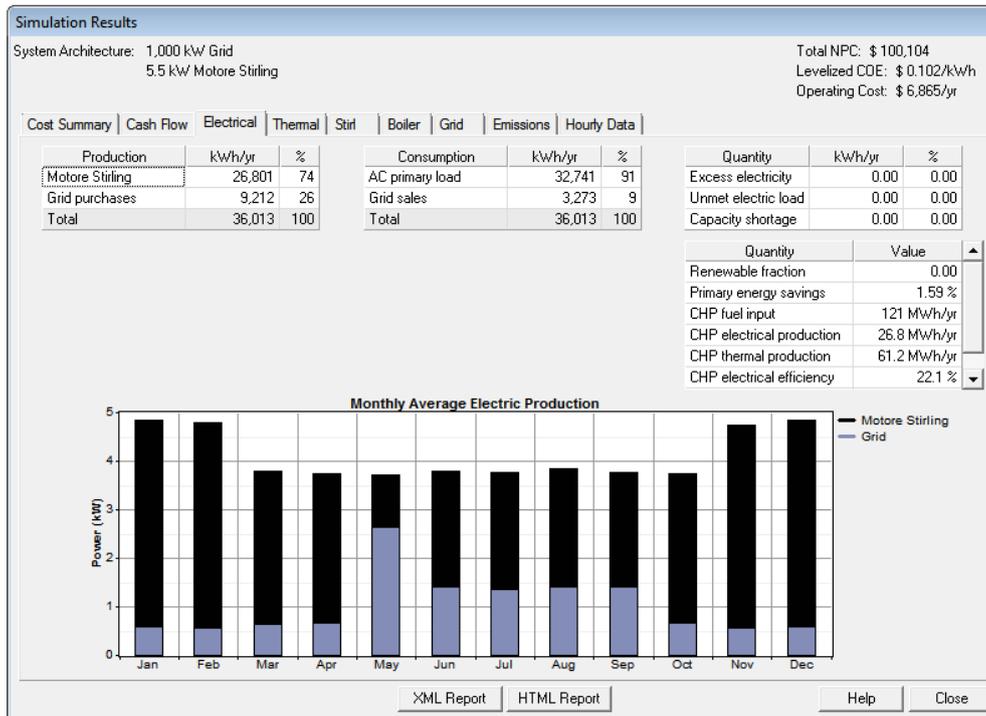
Si nota come il “Net Present Cost” sia chiaramente maggiore per lo Stirling rispetto a quello di rete e caldaia. Il totale costo per il sistema è di 100105 €, ovvero circa 15000 € in più rispetto all’esborso che si ha nella soluzione con microturbina. Questo è un altro elemento che sottolinea come, al livello tecnologico raggiunto attualmente, la soluzione maggiormente conveniente è per ora costituita dagli impianti con microturbina a gas.



Si nota come il flusso di cassa dato dalla soluzione analizzata risulti sempre negativo ad esclusione del ventesimo anno, dove complessivamente si nota un valore positivo considerando che la voce “Salvage” è maggiore della somma “Operating” e “Fuel”. Così come già spiegato per le prime due simulazioni il vantaggio che si ha nell’usufruire di una soluzione micro CHP deve essere valutato confrontando questa soluzione con quella tradizionale:

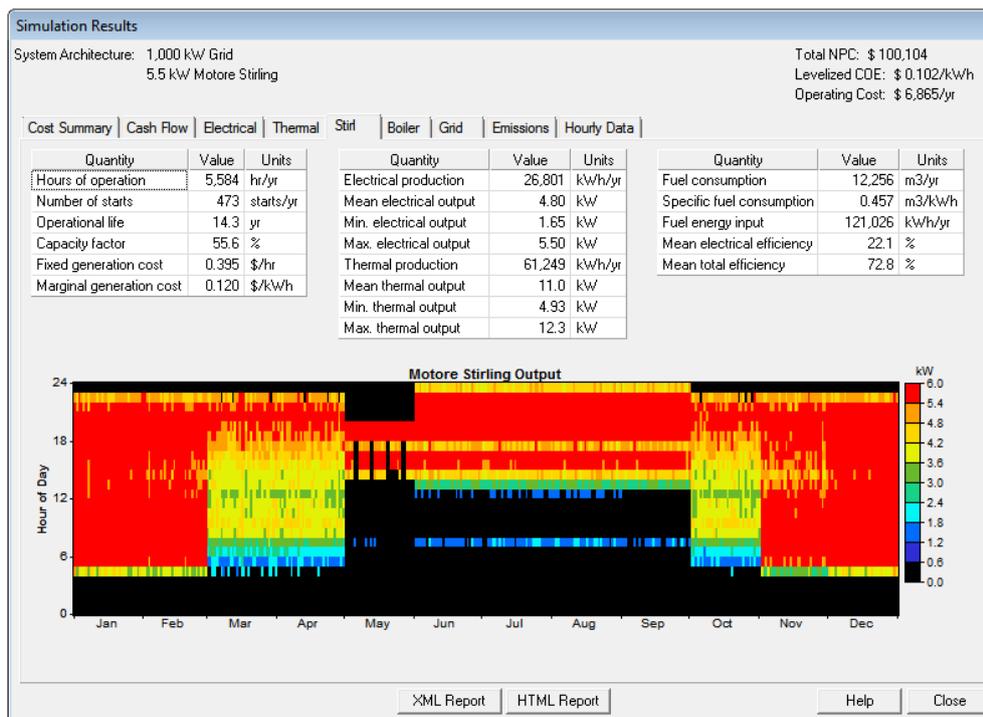


Si vede come le curve del “Cumulative Cash Flow” presentino il tratto a valori positivi a partire circa dal quinto anno in poi. Questo vuol dire che usando la soluzione cogenerativa il risparmio che si ottiene rispetto alla soluzione tradizionale comincia a vedersi proprio a partire dal quinto anno di funzionamento. Per la simulazione con alimentazione affidata alla microturbina a gas il pay back period era invece di tre anni: altro elemento che mostra come i costi siano inferiori per MTG rispetto a quelli che devono essere sostenuti per l’installazione dello Stirling.

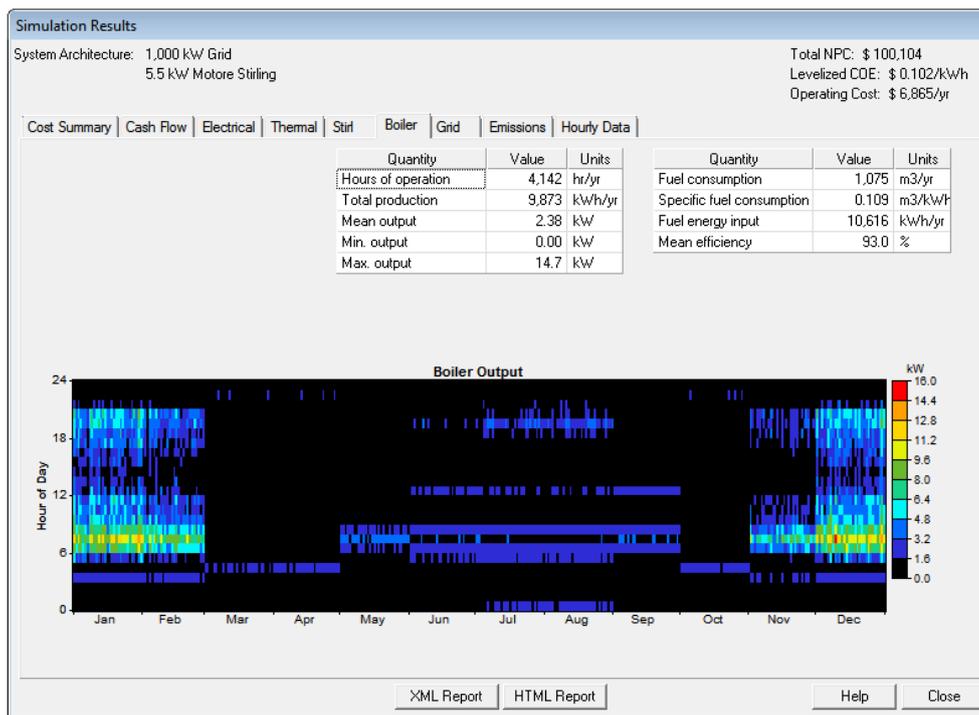


Per come sono state fissate le caratteristiche tecniche dell'impianto, la soluzione migliore porta ad avere un alto utilizzo della macchina cogenerativa; questo discorso è sottolineato anche dai grafici: la potenza elettrica e quella termica prodotte in cogenerazione, rappresentate in nero, formano delle colonne molto più alte di quelle relative alle potenze prodotte da rete e caldaia. Come riportato nella tabella in alto a sinistra della totale richiesta

elettrica il 74% è soddisfatta dallo Stirling, contro il 79% che veniva soddisfatto da MTG nella prima simulazione, e il 26% del totale fabbisogno è soddisfatto assorbendo energia elettrica dalla rete. Con la richiesta termica la differenza è ancora più marcata tra impianto cogenerativo e impianto tradizionale: 86% da Stirling, contro la quota del 90% soddisfatta da MTG, e 14% da caldaia. Si vede anche con questi dati percentuali come la soluzione cogenerativa con MTG riducesse al minimo il ricorso alle fonti tradizionali di produzione, facendo affidamento soprattutto all'autoproduzione; la soluzione cogenerativa con Stirling invece fa maggior ricorso alle fonti tradizionali, sempre ricordando che complessivamente si tratta comunque di percentuali molto basse.



Lo Stirling è ampiamente sfruttato, ovvero da inizio novembre a fine febbraio lavora al massimo carico elettrico circa dalle 6:00 alle 22:00, con un funzionamento quasi perfettamente analogo a quello della MTG della prima simulazione. Anche nei mesi più caldi la produzione elettrica è massima per un alto numero di ore, dalle 16:00 circa fino alle 22:00. Nel periodo estivo la macchina rimane spenta praticamente per tutte le rimanenti ore del giorno. Infine sono rare le ore di funzionamento a meno della metà del carico e la potenza media erogata è molto vicina al valore massimo, ovvero 4,8 kW. Un dato a favore della soluzione con motore Stirling rispetto alla soluzione con microturbina a gas è rappresentato dal numero di accensioni: per lo Stirling sono inferiori che per MTG, creando quindi una situazione di utilizzo migliore per il sistema rappresentato nella simulazione corrente. Questa tesi è supportata anche dal dato relativo al tempo di vita operativo che risulta più alto per lo Stirling. In ogni caso le differenze sono veramente lievi, trattandosi solamente di circa un anno di differenza.

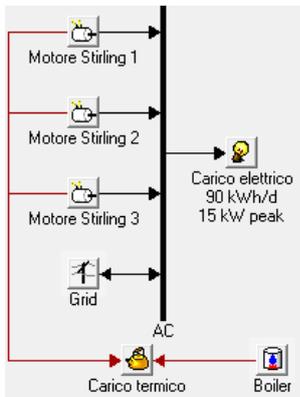


La caldaia lavora un numero esiguo di ore, anche se complessivamente lavora di più rispetto alla soluzione con MTG. Presenta una potenza media fornita di soli $2,38 \text{ kW}_{th}$, solo leggermente maggiore dei 2 kW_{th} che presentava la caldaia nella soluzione con microturbina; la potenza massima è di $14,7 \text{ kW}_{th}$, superiore ben di 1 kW_{th} rispetto al funzionamento della caldaia nella prima simulazione. Questo alto valore di output si registra in ogni caso molto sporadicamente. Inoltre in marzo, aprile, e ottobre rimane quasi completamente spenta, e nei mesi da maggio a settembre lavora, a bassa produzione, solamente tra le 6:00 e le 10:00.

4.2.2.2 Seconda simulazione: installazione di tre motori Stirling

Questa simulazione è concettualmente analoga alla seconda simulazione relativa alle microturbine, effettuata considerando la possibilità dell'installazione di tre motori Stirling di taglia inferiore rispetto alla taglia dello Stirling precedente, ma la cui somma sia circa pari ad essa.

Lo schema d'impianto è il seguente:



I tre motori Stirling sono impostati con prestazioni identiche, ovvero identici rendimenti ma anche identiche taglie; di seguito si riportano quindi le caratteristiche di un'unica macchina:

Generator Inputs

File Edit Help

Choose a fuel, and enter at least one size, capital cost and operation and maintenance (O&M) value in the Costs table. Note that the capital cost includes installation costs, and that the O&M cost is expressed in dollars per operating hour. Enter a nonzero heat recovery ratio if heat will be recovered from this generator to serve thermal load. As it searches for the optimal system, HOMER will consider each generator size in the Sizes to Consider table. Hold the pointer over an element or click Help for more information.

Cost Fuel Schedule Emissions

Size (kW)	Capital (\$)	Replacement (\$)	O&M (\$/hr)
5,000	18000	15000	0.075
30,000	93000	90000	0.450
300,000	903000	900000	4.500
{.}	{.}	{.}	{.}

Sizes to consider

Size (kW)
0.000
0.100
0.200
0.300
0.400
0.500
0.600

Properties

Description: Motore Stirling 1 Type: AC DC

Abbreviation: Stir1

Lifetime (operating hours): 80000

Minimum load ratio (%): 30

Cost Curve

Cost (000 \$)

Size (kW)

— Capital — Replacement

Help Cancel OK

Si vede come le taglie tra le quali il software deve scegliere la soluzione ottimale variano di 0,1 kW in 0,1 kW e il range considerato è da 0 kW a 2 kW, esattamente come tarato per la simulazione con tre MTG, in modo tale da effettuare un confronto opportuno tra le due soluzioni. La voce “Fuel” non viene riportata dato che è identica alla simulazione precedente, trattandosi delle stesse macchine, solo leggermente più piccole.

Anche la tabella dei costi è diversa dalla simulazione precedente poiché, nonostante si siano considerate sempre le taglie 5, 30 e 300 kW, ora il costo della macchina ad assorbimento non viene associato al costo di ogni motore, ma viene impostato come costo fisso di sistema, come effettuato per la simulazione con tre MTG:

- Capital:

$$\begin{aligned} \text{taglia [kW]} \times \text{costo al kW [€/kW]} + \text{costo fisso [€]} &= \\ &= 5 \times 3000 + 3000 = 18000 \text{ €} \end{aligned}$$

- Replacement:

$$\begin{aligned} \text{Capital [€]} - \text{costo fisso [€]} &= \\ &= 18000 - 3000 = 15000 \text{ €} \end{aligned}$$

La voce “O&M” rimane invece uguale alla simulazione precedente.

Risultati:

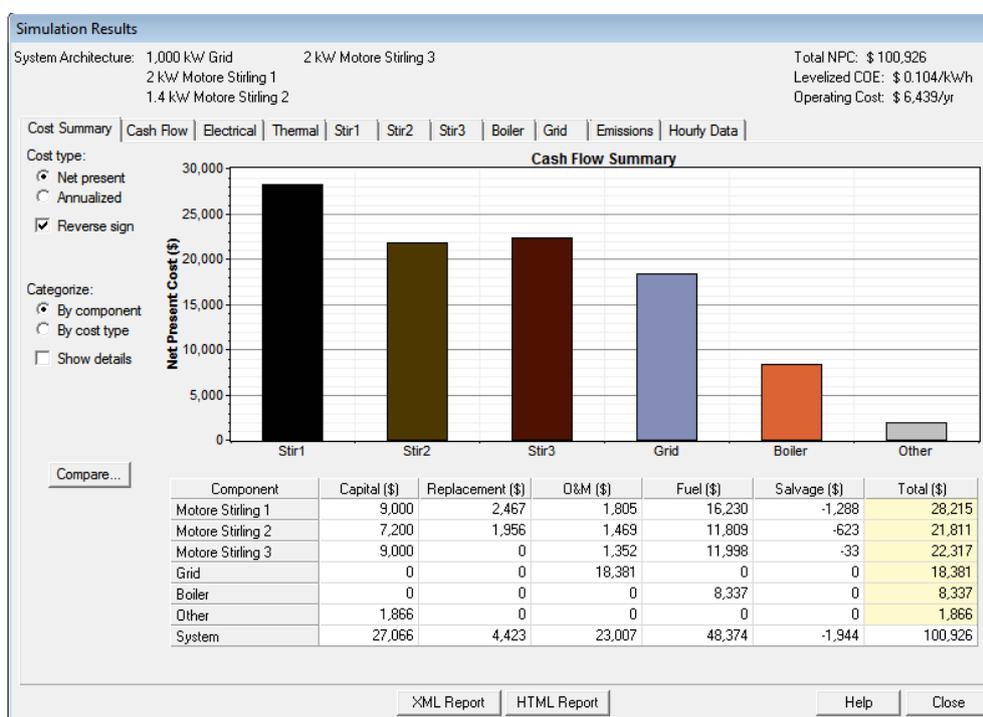
	Stir1 (kW)	Stir2 (kW)	Stir3 (kW)	Grid (kW)	Initial Capital	Operating Cost (\$/yr)	Total NPC	COE (\$/kWh)	ural gas Cald (m3)	gas Motore (m3)	Stir1 (hrs)	Stir2 (hrs)	Stir3 (hrs)
	2.0	1.4	2.0	1000	\$ 27,066	6,439	\$ 100,926	0.104	826	11,635	5,246	6,098	3,929
	2.0	2.0		1000	\$ 19,866	7,222	\$ 102,703	0.109	1,709	9,936	7,040	4,671	
	2.0		2.0	1000	\$ 19,866	7,222	\$ 102,703	0.109	1,709	9,936	7,040		4,671
		2.0	2.0	1000	\$ 19,866	7,222	\$ 102,703	0.109	1,709	9,936		7,040	4,671
	2.0			1000	\$ 10,866	8,782	\$ 111,592	0.133	3,244	5,847	7,040		
		2.0		1000	\$ 10,866	8,782	\$ 111,592	0.133	3,244	5,847		7,040	
			2.0	1000	\$ 10,866	8,782	\$ 111,592	0.133	3,244	5,847			7,040
				1000	\$ 1,866	11,491	\$ 133,666	0.191	6,121				

La soluzione economicamente più vantaggiosa è quella costituita dall’insieme di tre motori, il primo e il terzo da 2 kW e il secondo da 1,4 kW, rete elettrica e caldaia integrativa. Si vede come, già nella scelta delle taglie, vi sia una differenza rispetto alla simulazione con tre microturbine. Vengono poi riportate in tabella, con convenienza decrescente, soluzioni con due motori o con unico motore, e la soluzione con solo utilizzo dei sistemi tradizionali per la produzione di energia, cioè la più sconveniente tra quelle elencate.

Per quanto riguarda la soluzione migliore il capitale iniziale da versare per l’installazione è di 27066 €, contro i 21366 € di capitale iniziale sia della soluzione con un unico motore

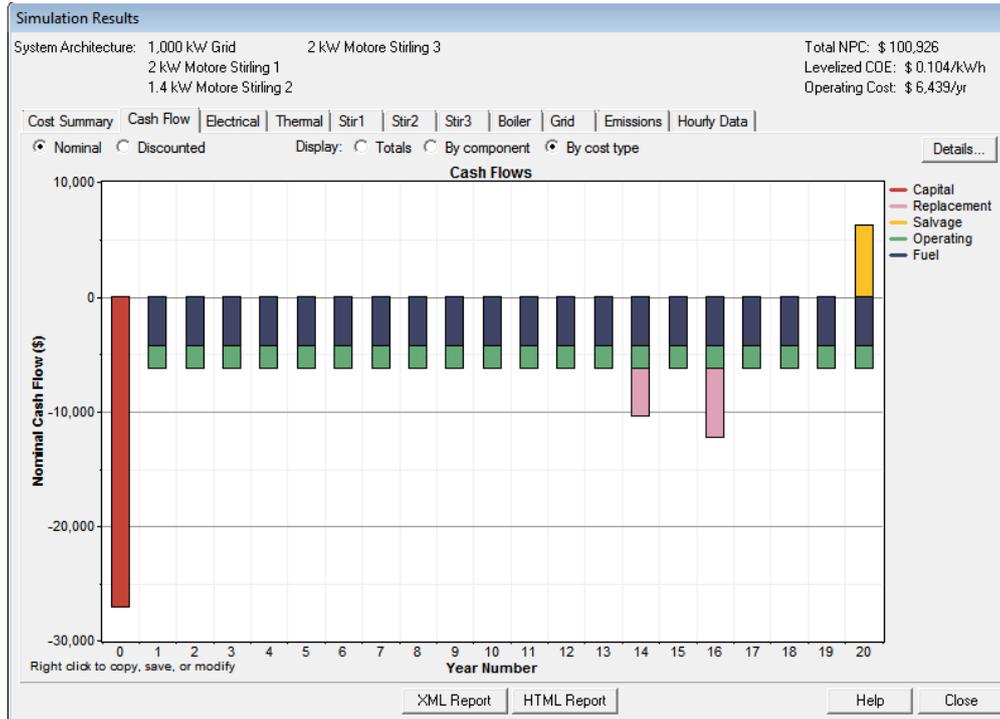
Stirling, sia della soluzione con tre MTG: si vede quindi che questa simulazione presenta la maggiore cifra in assoluto da versare inizialmente. I costi operativi sono di 6439 €/anno, contro i 5701 €/anno della soluzione con tre MTG e i 6865 €/anno della precedente simulazione, il costo dell'energia di 0,104 €/kWh, contro i 0,067 €/kWh della seconda simulazione e i 0,102 €/kWh di un solo Stirling, le ore di funzionamento dello Stirling1 sono 5246, dello Stirling2 6098 e dello Stirling3 3929, durate ben diverse da quelle di funzionamento delle tre MTG. Il gas consumato in cogenerazione è di gran lunga superiore a quello utilizzato in caldaia, ovvero 11635 m³ contro 826 m³, ma minore rispetto a quello consumato nel funzionamento delle tre turbine dove era di 12969 m³ e di conseguenza una quantità maggiore di gas verrà consumata in caldaia, sempre rispetto alla soluzione con tre MTG.

Il solo utilizzo delle modalità tradizionali di approvvigionamento di energia, presentano ancora una volta un capitale iniziale nullo ma dei costi operativi annui assai maggiori rispetto alla soluzione con installazione di tre macchine cogenerative, per i motivi già elencati in precedenza. Il costo dell'energia è molto più alto in questo caso quindi, ovvero è pari a 0,191 €/kWh.

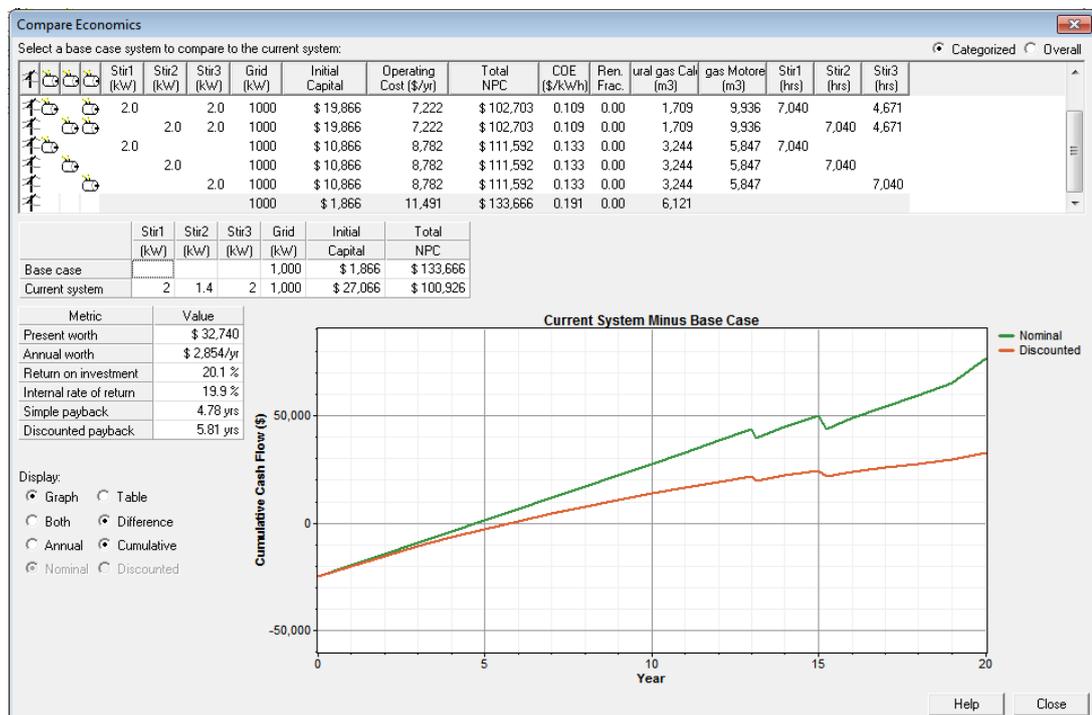


Si nota come il “Net Present Cost” sia, come finora riscontrato, maggiore per i tre motori Stirling rispetto a quello di rete e caldaia. Si vede come nel computo del “Net Present Cost” dell'intero sistema entri anche il “System fixed capital cost” dovuto all'installazione della macchina ad assorbimento, considerato sotto la voce “Other”, come già era avvenuto per la soluzione con tre MTG. La voce “Total” è solo leggermente superiore a quella trovata nella simulazione precedente, sottolineando che le due configurazioni, unico Stirling di taglia più grande oppure tre Stirling di taglia più piccola, sono quasi del tutto identiche nel confronto

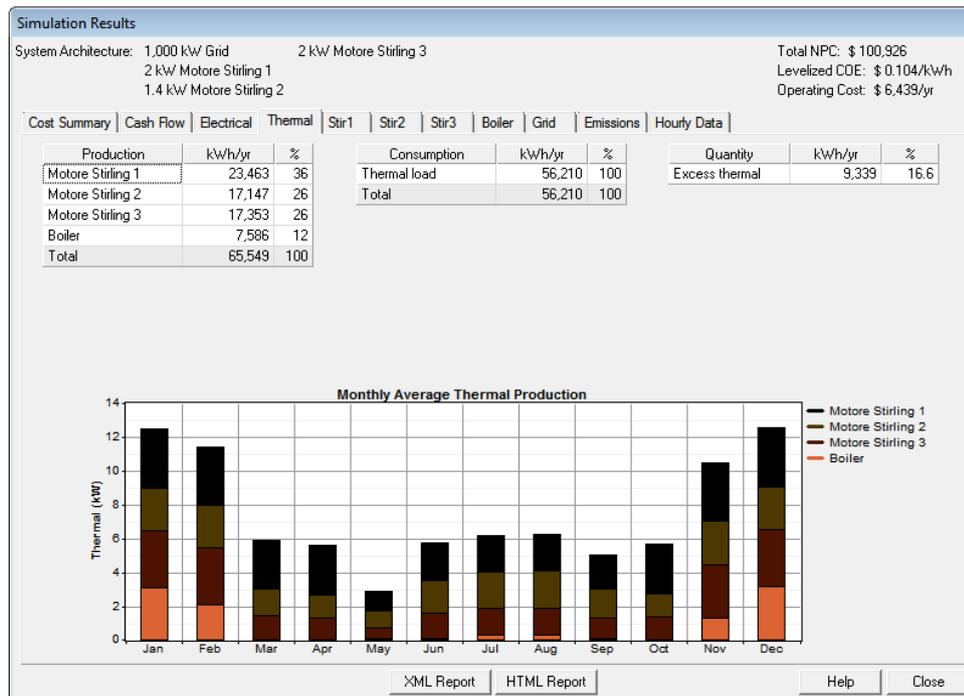
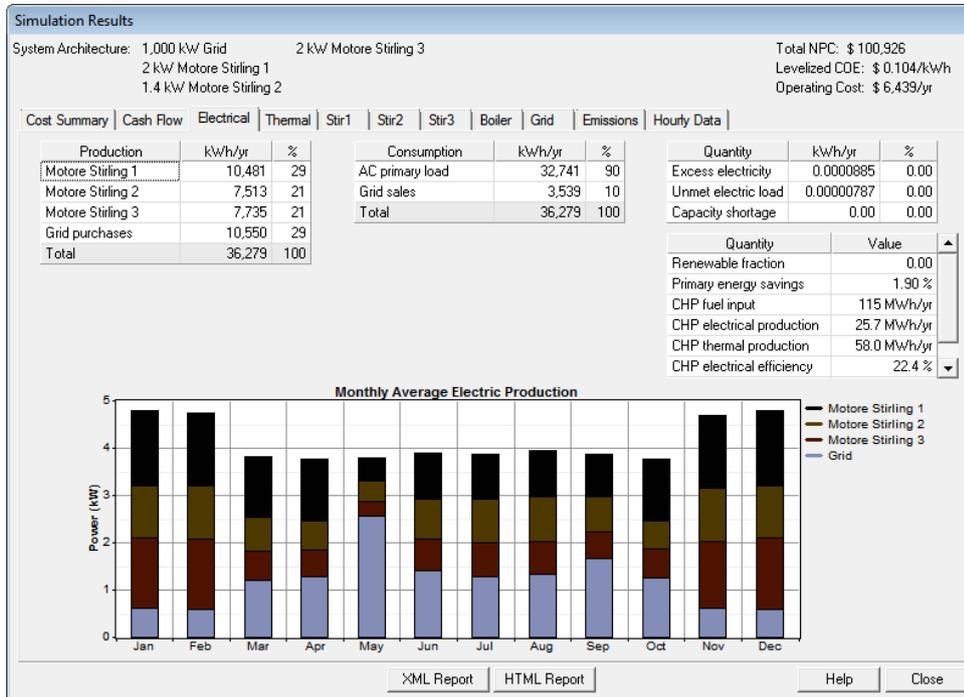
economico, mostrando analogia con il confronto tra le due simulazioni relative alle microturbine.



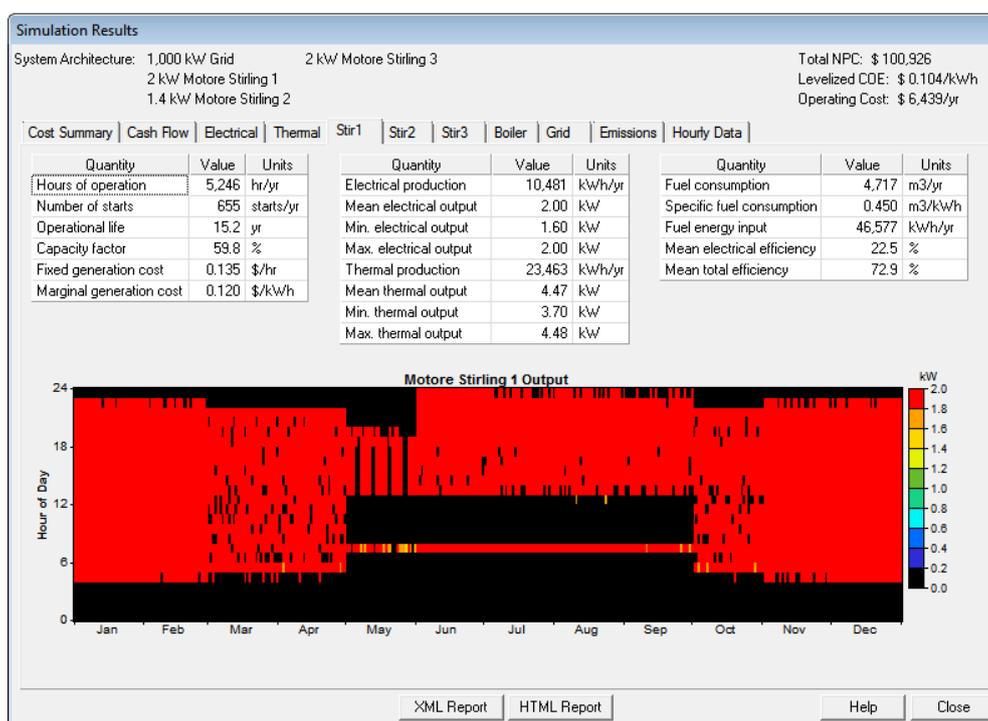
Si nota come il flusso di cassa risulti sempre negativo fino al ventesimo anno, dove si vede invece la presenza anche di un valore positivo costituito dalla voce "Salvage". Il dato relativo al flusso di cassa è meglio interpretato grazie al grafico seguente:



Il confronto tra le due soluzioni, cogenerativa e tradizionale, porta un risultato fortemente a favore per la soluzione cogenerativa, dato che già al quinto anno si comincia ad avere una spesa minore. Il pay back period è molto simile a quello che si era ottenuto per la soluzione con installazione di un unico Stirling, mentre è superiore di circa due anni rispetto ai tempi di recupero indicati per entrambe le soluzioni con MTG.

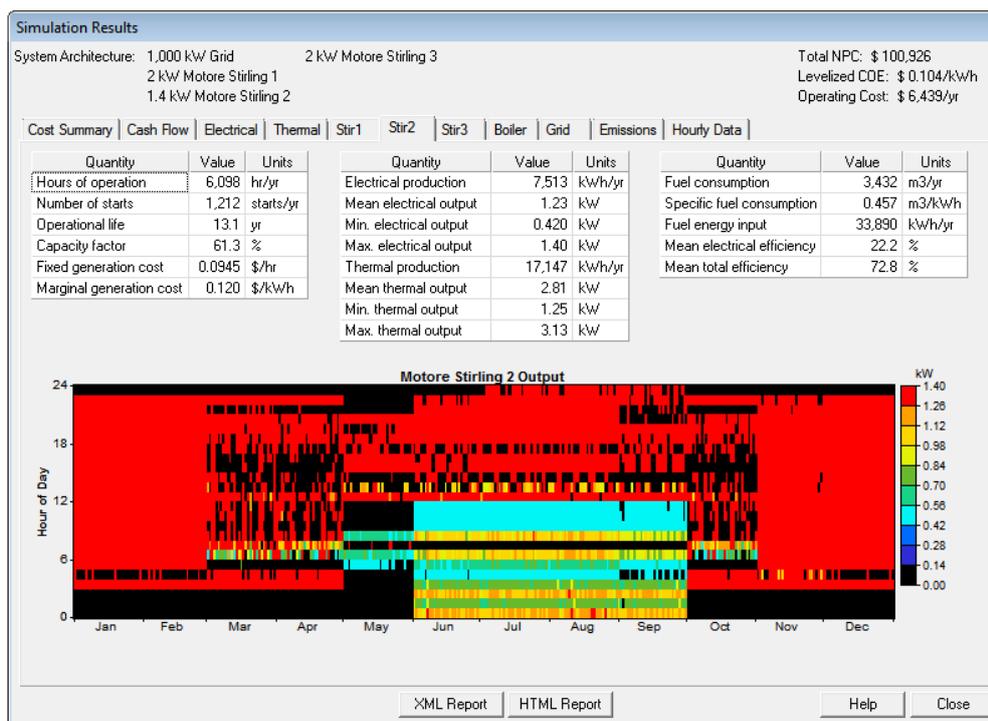


La potenza elettrica e quella termica prodotte dai motori, rappresentate in nero e marrone, formano graficamente delle colonne complessivamente molto più alte di quelle relative alle potenze prodotte da rete e caldaia. Per quanto riguarda il consumo elettrico da rete si vede come esso sia alto da maggio a settembre, esattamente come registrato nelle simulazioni precedenti. Come riportato nella tabella in alto a sinistra in entrambi i grafici, della totale richiesta elettrica il 29% è soddisfatto dallo Stirling1, quando invece si aveva un 40% dalla MTG1, il 21% dagli altri due motori quando MTG2 registrava il 28% e MTG3 il 17%; la rete soddisfa il 21% del fabbisogno totale, contro il solo 14% che si aveva nel caso di tre MTG. Con la richiesta termica la differenza è ancora più marcata: 36% soddisfatta da Stirling1 quando invece MTG1 soddisfaceva il 44%, 26% per gli altri due Stirling quando si registravano il 30% da MTG2 e il 19% da MTG3, mentre la quota da caldaia è del 12% contro il solo del 7% che si aveva nella soluzione impiantistica con tre microturbine. Sono proprio queste maggiori percentuali di sfruttamento della rete e della caldaia che fanno registrare un “Total Net Present Cost” maggiore (100926 € contro i 86753 €) e un “COE” maggiore (0,104 €/kWh contro 0,067 €/kWh) per questa soluzione rispetto a quella con tre MTG.

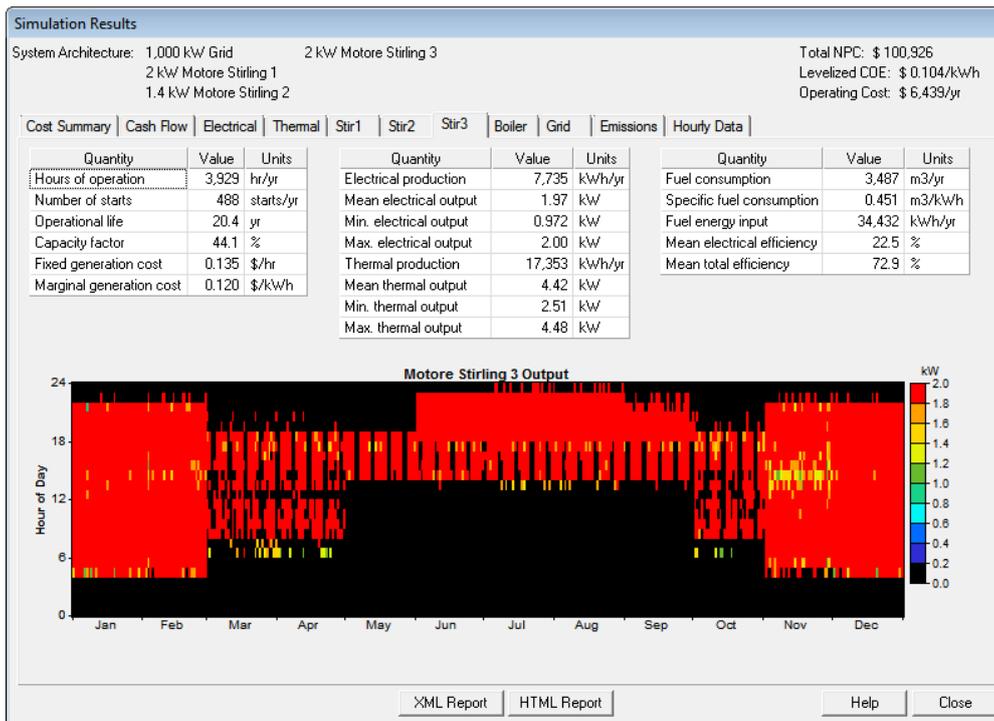


Confrontando questo grafico con quello dello Stirling3 si nota come questo motore Stirling1 lavori un numero nettamente maggiore di ore al carico nominale di 2 kW. L’output nominale si ha all’incirca dalle 4:00 alle 23:00 in sette mesi all’anno, da inizio ottobre a fine aprile, contro un funzionamento della MTG1 sempre negli stessi mesi ma 24 ore su 24. Da maggio a settembre viene ridotto l’apporto di questa macchina che risulta quasi completamente spenta dalle 24:00 alle 13:00. Il suo output elettrico minimo è di 1,6 kW, evidenziando come il motore lavori quasi costantemente in condizioni vicinissime a quelle nominali. Deve essere

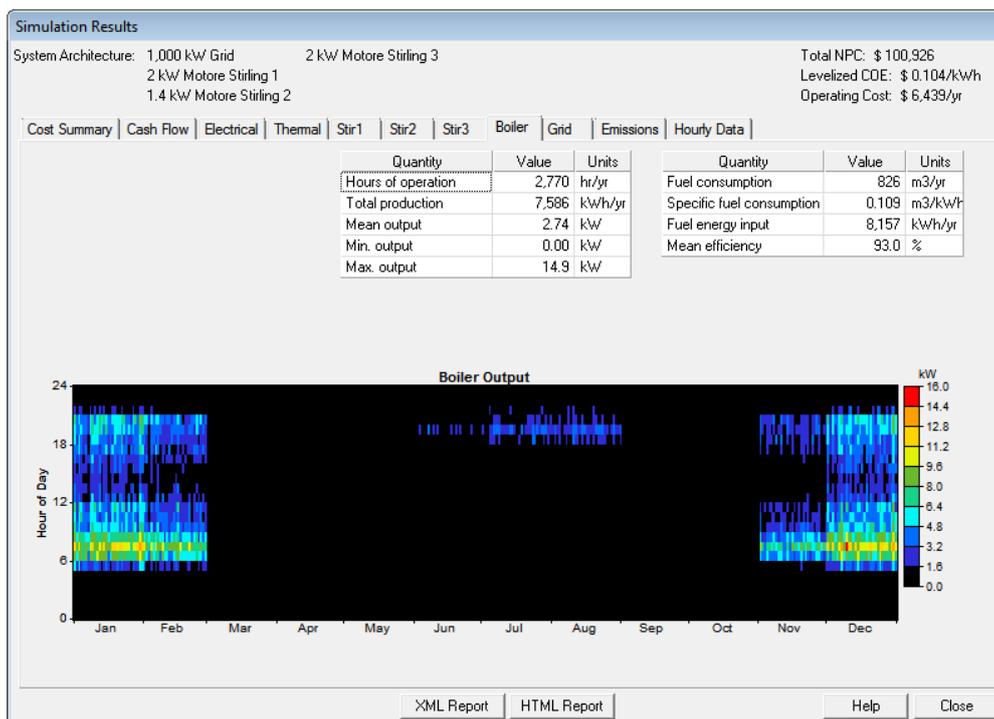
assolutamente sottolineata un'altra importante informazione: si vede come, all'interno del campo di funzionamento in condizioni nominali per brevi momenti, alcune volte inferiori ad un'ora, lo Stirling rimane spento e viene riacceso subito dopo. Come indicato nella tabella in alto a sinistra, questo si traduce in un numero enorme di start and stop, ovvero 655 in un anno, valore sei volte maggiore rispetto a quello che si registrava per la MTG1. Questo è chiaramente una modalità di funzionamento non ottimale per le macchine, le quali dovrebbero rimanere il più possibile in condizioni di erogazione nominale. Ovviamente essendo macchine di taglia molto piccola, presentano meno difficoltà rispetto alle macchine più grosse nel tornare a regime partendo da spente, poiché hanno una minore inerzia, soprattutto termica; ma proprio perché sono macchine più piccole sono molto più sensibili alla variazione del regime di funzionamento.



Complessivamente questa macchina, essendo di taglia inferiore, lavora molte più ore di quella precedente, ma presenta anche un maggior numero di ore di funzionamento al carico parziale, arrivando ad avere un output minimo che è pari a circa $\frac{1}{4}$ dell'output massimo. Il numero maggiore di ore di funzionamento a regime si registra nei mesi più freddi, da novembre a febbraio, mentre da marzo a fine ottobre presenta un elevatissimo numero di start and stop, arrivando ad un numero ancora maggiore rispetto a quello relativo allo Stirling1, ovvero 1212.



Questo motore lavora meno ore rispetto al primo, ma complessivamente in modo più regolare, ovvero presenta meno fermate e riaccensioni, pari a 488. Lavora un numero ridotto di ore ai carichi parziali, ma complessivamente si discosta maggiormente di Stirling1 dal funzionamento nominale, arrivando in alcune occasioni a circa la metà dell'output massimo. Come fasce orarie di funzionamento si vede una somiglianza abbastanza alta con lo Stirling1.



Infine, con funzionamento quasi completamente identico a quello riscontrato per la seconda simulazione relativa alle MTG, si vede come la potenza fornita dalla caldaia sia molto limitata, con un valore medio di neanche 3 kW. Essa è in funzione per sole 2770 ore all'anno, valore molto inferiore rispetto alla soluzione con unico motore Stirling. E' proprio questa differenza che fa registrare un "Total Net Present Cost" circa uguale per questa soluzione e quella precedente, nonostante il capitale iniziale sia ovviamente maggiore per la soluzione corrente. Per la maggior parte delle ore la caldaia rimane spenta, in particolare quasi totalmente per otto mesi all'anno, da marzo ad ottobre, presentando un utilizzo modesto solamente nei mesi più freddi per coprire le punte di richiesta: la massima potenza raggiunta è di 14,9 kW, più alta dei 13,7 kW registrati nella seconda simulazione.

5 Conclusioni

La logica con cui si sono realizzati i modelli in Simulink prevede un'evoluzione che, a partire dalla simulazione più semplice e immediata, consenta di arrivare alla soluzione più complessa ma anche più aderente ad un progetto reale. Ad ogni modello si procedeva aggiungendo un particolare, una condizione al contorno o una condizione di esercizio che arricchisse l'idea iniziale e la portasse verso il migliore progetto possibile. Il primo modello presenta le migliori condizioni di esercizio: input fissati (ovvero portate di massa di combustibile e d'aria fissate) e stato stazionario; così si sono raggiunte le prestazioni migliori in assoluto, alle quali corrisponde anche il maggior beneficio economico. È chiaro però come un simile progetto presenti molte differenze rispetto ad un progetto reale. Il secondo modello prevedeva l'imposizione dell'output, caratteristica corrispondente alle logiche reali: in base al fabbisogno dell'utenza viene fissata la taglia dell'impianto che dovrà servirla e quindi anche il suo output. Infine, negli ultimi modelli si è considerata la successione di stati stazionari dove, fissata la taglia della macchina, il progetto prevedeva la possibilità di variazione nell'output prodotto per seguire la richiesta variabile dell'utenza. L'elemento finale aggiunto è stata la fissazione dell'output termico e non di quello elettrico dato che, per le caratteristiche che contraddistinguono le utenze e i consumi nel nostro paese, è proprio la richiesta termica e non quella elettrica ad essere quella più vincolante dal punto di vista della produzione e dell'utilizzo. Il livello di avvicinamento ai processi reali, per le simulazioni relative alle microturbine a gas, si è spinto fino alla considerazione della variazione della temperatura dell'aria in ingresso al compressore, simulando il funzionamento in una tipica giornata autunnale nel nord Italia. Il calo del rendimento, provocato dalla variazione di temperatura, ha sottolineato ancora una volta come la sensibilità di queste micro macchine sia elevatissima, sicuramente molto maggiore rispetto a quella degli impianti di taglia più grande e come quindi debba essere garantito un funzionamento quanto più possibile vicino a quello nominale.

Chiaramente con gli ultimi progetti realizzati, avendo introdotto caratteristiche sempre più corrispondenti a quelle dei progetti reali e avendo considerato appositamente un funzionamento delle macchine anche lontano da quello nominale, le prestazioni sono calate rispetto alle prestazioni ideali massime raggiunte con il primo progetto.

Complessivamente il risultato ottenuto in termini di rendimenti è stato comunque soddisfacente.

Come risultato di tutte le simulazioni effettuate, grazie al confronto realizzato tra Stirling e MTG, si vede chiaramente come la migliore soluzione impiantistica sia nettamente quella con microturbine a gas. Innanzitutto come già spiegato, il motore Stirling è molto difficile da progettare e, una volta individuata la configurazione ottimale, che consente un funzionamento con prestazioni elevate, raramente si riesce a mantenere alto il valore delle prestazioni se si deve soddisfare una richiesta molto variabile di energia e quindi raramente ci si sposterà dalla configurazione migliore individuata. Quando viene cioè realizzato il progetto di un motore in grado di fornire alte prestazioni allora raramente si effettueranno modifiche a quel progetto e anzi si cercherà, per quanto possibile, di adattare tutte le variabili al contorno in modo tale da garantire il rispetto delle condizioni ottimali di funzionamento di quel preciso progetto.

Lo Stirling è cioè una macchina molto rigida, poco flessibile e di conseguenza deve essere installata presso un'utenza che non presenti una grossa variazione nel fabbisogno, altrimenti si deve per forza accettare un calo delle sue prestazioni. Una soluzione non risolutiva ma che può aiutare ad avere un funzionamento più regolare è quella che prevede l'abbinamento ad un sistema di accumulo, così da poter mantenere la produzione termica più o meno costante e di conseguenza migliori prestazioni per lo Stirling stesso. Se invece si desidera avere una soluzione più flessibile, capace di lavorare complessivamente in modo accettabile anche in condizioni di richiesta abbastanza variabile, si procederà all'installazione di una microturbina, tenendo sempre ben presente che, trattando taglie piccole d'impianto, la condizione migliore in assoluto sarebbe quella di poca variabilità, anche trattandosi di MTG. Inoltre le microturbine a gas presentano rendimento elettrico e termico migliori rispetto allo Stirling, di conseguenza le prestazioni sono più alte, la produzione di energia maggiore e anche il ritorno economico più rapido. E' anche vero che, a parità di output lo Stirling è meno inquinante, dato che la combustione esterna permette un progetto ideale per il bruciatore che può quindi essere realizzato appositamente per lo specifico combustibile che si andrà ad utilizzare, consentendo lo sviluppo di una combustione completa e molto efficiente. Di conseguenza se la richiesta elettrica non è eccessiva si potrebbe propendere anche per la soluzione con motore Stirling, ma chiaramente, a parità di output termico, se la richiesta elettrica da soddisfare è consistente si opterà per la MTG.

Grazie al software Homer Energy si è valutata la convenienza economica di diverse soluzioni impiantistiche: confronto tra l'installazione di un'unica macchina di taglia maggiore o di tre macchine di taglia più piccola, in modo da valutare l'eventuale necessità di frazionamento della taglia degli impianti (seppur già esigua, data la tipologia d'utenza considerata), procedendo poi con la conclusione della valutazione su quale tecnologia tra MTG e Stirling fosse quella più conveniente in ambito micro cogenerativo, aggiungendo così il giudizio economico alla trattazione prestazionale realizzata precedentemente tramite Simulink.

Complessivamente si vede come passando da soluzioni con unica macchina a soluzioni con installazione di tre macchine chiaramente il capitale iniziale da versare risulti maggiore, ma complessivamente il "Net Present Cost e il "cost of energy" rimangono praticamente invariati, grazie al fatto che, nel caso con tre installazioni, si verifica un utilizzo minore delle modalità tradizionali di produzione energetica portando ad un minore esborso in questo ambito di consumo. Di conseguenza, avendo disponibilità economiche iniziali per far fronte sia all'una che all'altra soluzione, in termini economici il risultato finale raggiunto è praticamente identico. La scelta ricadrà quindi sulla soluzione impiantistica maggiormente consona agli spazi di installazione a disposizione presso l'utenza. Trattandosi cioè di un'utenza condominiale, sarà rara l'installazione di tre macchine diverse, e molto più frequente invece quella con un'unica macchina, in quanto è sì vero che un'unica macchina di taglia maggiore potrebbe anche essere più ingombrante rispetto a tre più piccole, ma solitamente, con sistema di alimentazione condominiale centralizzato, si avrà sicuramente uno locale adeguato per la sua installazione. Qualora invece ci si concentri ad esempio su un complesso residenziale costituito da tre case singole magari non troppo vicine l'una all'altra, allora sarebbe più indicata l'installazione multipla per il complesso abitativo, anche se pure in questo caso si potrebbe considerare la soluzione di un'installazione unica, magari centralizzata e con tubazioni di collegamento alle tre utenze.

Confrontando invece la soluzione con microturbina a gas e la soluzione con motore Stirling, si vede palesemente che il vantaggio economico è maggiore con l'installazione di una microturbina, grazie al fatto che i rendimenti sono maggiori, ma anche grazie al fatto che il costo al kW installato è nettamente inferiore per le MTG.

Le varie voci di costo, tutte nettamente maggiori nel caso con Stirling, portano a formare un costo dell'energia di 0,102 €/kWh, ben maggiore dei 0,066 €/kWh ottenuti con un'unica MTG.

Si deve inoltre sottolineare che per le microturbine il costo impiegato in questo studio di 2000 €/kW è un valore comune e ormai affermato, mentre quello impiegato per lo Stirling di 3000 €/kW è un valore piuttosto basso e ottimistico, ancora raro da trovare come valore di mercato; il livello tecnologico raggiunto non è ancora tale da poter garantire in tutte le soluzioni impiantistiche quel costo, che anzi è quasi sempre maggiore.

Inoltre come già detto, essendo macchine piccole e poco flessibili, esse lavorano al meglio se fatte funzionare quanto più possibile in condizioni nominali, con il numero minore possibile di start and stop, altro dato che porta la scelta sulle MTG piuttosto che sugli Stirling, vista la sostanziale differenza in questo ambito (discorso valido solamente nel confronto tra le due soluzioni con installazione di tre macchine, infatti nel caso di macchina singola è lo Stirling a presentare un numero inferiore di fermate).

Confrontando invece le taglie ottenute con le simulazioni in Homer Energy e quelle ottenute o imposte con Simulink, risulta evidente che in Homer si analizzano e si indicano come ottimali taglie ben inferiori. Questa diversità è dovuta alla diversa modalità con cui lavorano i due software: Simulink, come detto, è stato impiegato per una valutazione puramente energetica e prestazionale, Homer invece presenta come obiettivo primario quello dell'individuazione della soluzione più conveniente dal punto di vista economico. Infatti in Homer, proprio per rendere più economica la configurazione d'impianto, non viene indicata unicamente la macchina micro CHP in grado di soddisfare l'intero fabbisogno dell'utenza con la sua sola produzione, ma viene indicato il giusto mix di soluzioni energetiche in grado di soddisfarlo con il minore esborso possibile. In Simulink al contrario, essendo la valutazione di natura energetica, non si era assolutamente considerato il peso economico di un investimento con taglie maggiori, ma ci si era concentrati sul progetto di macchine che da sole fossero in grado di produrre energia termica ed elettrica per soddisfare la specifica utenza.

Considerando una valutazione più generale sul tema microcogenerazione, tralasciando la suddivisione tra le diverse soluzioni impiantistiche analizzate (MCI, MTG e motori Stirling), grazie alle analisi compiute, si arriva ad una conclusione che è una sorta di ultimatum per aumentarne la diffusione sul territorio.

Innanzitutto senza una reale diminuzione dei costi non può essere garantito un futuro a questa tecnologia. Come prima soluzione dovrebbe essere attuato un sistema di incentivazione concreto e massiccio come quello stanziato in Emilia Romagna; successivamente però, l'incentivazione dovrebbe essere sostituita da un sistema di prezzi che, sostenendosi da solo, sia in grado di garantire lo sviluppo della microcogenerazione, impedendo che, una volta terminati gli incentivi, cessi anche la spinta alla diffusione, evitando cioè che la forza della tecnologia micro CHP dipenda unicamente dalla sostanza degli incentivi.

Per il rinnovamento del sistema prezzi si deve agire in più direzioni. Chiaramente, in principio, devono essere raggiunti prezzi più competitivi riguardo l'acquisto delle macchine, obiettivo per ora conseguito solamente con i motori a combustione interna.

Questa riduzione potrà essere raggiunta anche da microturbine, motori Stirling e altri esempi di impianti cogenerativi solamente grazie ad un innalzamento concreto del loro livello tecnologico. I costi per queste macchine sono infatti ancora considerevoli, soprattutto per quanto riguarda i motori Stirling, poiché rispetto ai motori a combustione interna, sono tecnologie molto più giovani e meno sviluppate.

Altro ambito fondamentale sul quale concentrarsi per una maggiore competitività dei sistemi micro CHP è senz'altro quello della riduzione dei costi che riguardano gli iter burocratici, l'installazione degli impianti e infine i costi relativi all'esercizio. Questo tre ambiti di costo spesso sono percentualmente più consistente rispetto alla categoria dei costi di acquisto delle macchine in sé, e sicuramente, allo stato attuale dell'amministrazione italiana, costituiscono anche una barriera molto più difficile da abbattere.

I processi autorizzativi risultano molto complessi e di difficile semplificazione a causa della necessità di specifiche competenze riguardo norme poco definite o chiare. Per accelerare la risoluzione di queste pratiche deve essere istituito un solido programma di affiancamento dell'utente con strutture dotate di esperti in materia: un grosso passo avanti potrebbe essere raggiunto se venissero coinvolte strutture come le ESCO o i gestori dei servizi energetici, organi che potrebbero velocizzare e ridurre gli oneri che oggi spettano al singolo utente. Una semplificazione in questa direzione dovrebbe muoversi verso una struttura dove la diffusione delle macchine venga favorita appunto dai fornitori dei servizi energetici, dove le vendite siano standardizzate e accompagnate da supervisione sulle pratiche autorizzative e sulla gestione delle macchine stesse, in modo da creare una sorta di supporto per i futuri utenti e gestori degli impianti. Successivamente un valido programma di informazione dovrebbe sensibilizzare l'utente e portarlo ad una gestione ottimizzata dell'impianto.

Anche il tema dell'installazione risulta molto delicato per questi impianti: essendo macchine relativamente di nuova concezione, ed essendo il numero delle installazioni ancora basso, non si è ancora raggiunta quella praticità e rapidità nell'installazione presso le utenze che caratterizza oggi i sistemi tradizionali consolidati come ad esempio le caldaie. Ovviamente poi, ogni singola utenza è caratterizzata da particolari condizioni, di conseguenza ogni installazione avrà modifiche più o meno significative rispetto ad altre, rendendo ancora più arduo l'obiettivo della standardizzazione.

Oltre a questa difficoltà si aggiunge la complessità che caratterizza gli elementi e i componenti di interfaccia tra la macchina micro CHP e l'apparato elettrico o termico dell'utenza.

Per ottenere una diffusione di impianti su larga scala è necessario conseguire un livello di standardizzazione maggiore, raggiungibile solo grazie all'individuazione dei luoghi corretti per la posa all'interno delle abitazioni, e grazie all'individuazione della corretta configurazione e componentistica di interfaccia.

Infine per quanto concerne i costi di esercizio è necessario fare una distinzione in base alle diverse tecnologie impiegate:

- I motori a combustione interna, come già detto, presentano costi molto competitivi, non solamente per l'installazione ma anche riguardo l'esercizio; il punto critico è rappresentato però dalla necessità di manutenzione, che seppur semplice, può essere anche molto frequente. In parte si può intervenire riducendo la potenza e utilizzando componenti leggermente più costosi ma anche di maggiore qualità: così è possibile ridurre il numero e la frequenza degli interventi di manutenzione.
- Le microturbine a gas, essendo una tecnologia più recente, presentano costi maggiori e necessitano di manodopera più esperta per interventi manutentivi. Il grande vantaggio rispetto alla categoria precedente è costituito dal fatto che gli interventi di manutenzione sono molto più rari.
- I motori Stirling sono di gran lunga la categoria più costosa poiché, a causa della natura dei processi fisici che avvengono e in generale del loro funzionamento, risultano molto complessi. In esercizio si devono ridurre al minimo le fughe di fluido

operativo, gli attriti tra le parti meccaniche in movimento e le perdite nella trasmissione del calore: tutte queste azioni sono molto delicate e di difficile attuazione e fanno salire di conseguenza i costi. Inoltre anche la manutenzione è frequente e complicata, altro elemento che contribuisce alla scarsa competitività economica di questa tecnologia.

Come affermato precedentemente, per riuscire ad ottenere un miglioramento nelle prestazioni degli impianti è necessario conseguire un aumento del fattore di carico raggiungendo così anche una soluzione di costi molto più accessibili.

Considerando le caratteristiche dei consumi ma anche le caratteristiche climatiche italiane, si nota come la possibilità dell'innalzamento del fattore di carico debba essere affidato alla produzione termica; la produzione elettrica per il soddisfacimento del fabbisogno delle utenze ha pochi margini di sviluppo per questa tecnologia, a causa della forte sovrapproduzione nazionale ma anche a causa dell'alto sviluppo che hanno avuto i sistemi a fonte rinnovabile nella generazione distribuita negli ultimi anni, entrambi aspetti che hanno causato appunto una saturazione nella produzione elettrica.

Per quanto riguarda invece la produzione termica si vedono segnali più promettenti, non solo perché la copertura termica può essere estesa su un numero di mesi maggiore di quella elettrica ma anche perché, puntando su impianti micro CHP efficienti, potrebbero essere sostituite alcune caldaie tradizionali vecchie e con bassi rendimenti.

Bisogna però fare una distinzione riguardo la produzione termica: per alzare il fattore di carico non si deve puntare tanto sul riscaldamento ambientale, ma piuttosto sulla produzione di acqua calda destinata sia ad usi di processo sia ad usi sanitari.

A partire dalla taglia condominiale in su, sempre in ottica termica, si potrà anche puntare alla trigenerazione con macchine ad assorbimento.

L'installazione presso le singole abitazioni, per ora, costituisce una soluzione molto delicata a causa di un grosso ostacolo: rendere economicamente conveniente l'installazione presso questo tipo di utenza coincide appunto con il raggiungimento di un alto fattore di carico, per riuscire ad avere un ritorno economico non eccessivamente dilatato nel tempo. Da questo punto di vista, un buon fattore di carico dovrebbe essere attorno alle 4000 ore all'anno, valore che potrebbe essere raggiunto unicamente con due soluzioni: installazione di un serbatoio di accumulo maggiore dei classici 200 litri che ora possono essere trovati comunemente nelle abitazioni oppure installazione di macchine di taglia ancora più piccola di quelle attualmente in commercio, ovvero con potenza termica ed elettrica al di sotto del kW.

Per quanto riguarda il serbatoio di accumulo si incontra il grosso problema dello spazio a disposizione-poiché presso un'utenza domestica raramente si possiedono ampi luoghi adibiti a locali per l'installazione-ma anche il problema di evitare il raggiungimento di temperature troppo elevate per l'acqua all'interno dell'accumulo (fatto che avviene anche a causa di serbatoi poco voluminosi), da cui conseguirebbe la necessità di serbatoi ermetici o anche pressurizzati (quindi molto costosi); la situazione è migliore se invece si considera un'utenza condominiale, potendo contare su un locale centralizzato apposito, esterno agli appartamenti. Considerando invece l'installazione di macchine di ridotte taglie, ci si scontra con l'enorme difficoltà dal lato ingegneristico per la realizzazione di progetti efficienti anche se di ridottissime dimensioni e dal lato economico per garantire costi operativi e di capitale accessibili.

Il ramo di applicazioni più promettente è rappresentato dalle utenze più grandi, sia nel terziario (piscine, centri benessere, lavanderie industriali, mense), sia in alcune industrie o attività alimentari o agricole. Altre utenze interessanti da questo punto di vista sono costituite da palestre, alberghi, ricoveri e case di cura.

Ancora oggi i pochi esempi che si trovano sul nostro territorio compongono un panorama di applicazioni a sé stanti e lontane le une dalle altre, con scarsa probabilità di formazione di

una rete di applicazioni ben ramificata e diffusa. Chiaramente non sono queste le condizioni da realizzare per puntare ad un migliore sviluppo futuro.

Infine per rendere queste micro macchine più appetibili dal punto di vista economico e per muoversi verso una maggiore diffusione, una delle direzioni sulla quale si deve intervenire è quella del miglioramento delle prestazioni energetiche, ovvero soprattutto del miglioramento dei rendimenti elettrico e termico.

Purtroppo non si è riusciti negli ultimi anni a mantenere vivo un processo di miglioramento prestazionale in grado di concorrere alla creazione di condizioni ottimali per una diffusione più rapida e vasta di queste applicazioni. Inoltre parallelamente sono invece cresciute le prestazioni di alcuni metodi tradizionali di produzione di energia, come ad esempio i rendimenti delle caldaie o delle pompe di calore elettriche, determinando una scarsa spinta o uno scarso interesse nel dirigersi verso impianti innovativi ma non maturi, come gli impianti micro CHP.

Il gas naturale è il combustibile di gran lunga più utilizzato in queste applicazioni micro CHP ma si notano sviluppi molto promettenti per quanto riguarda lo sfruttamento di combustibili alternativi, come ad esempio le biomasse, o la crescita del numero di applicazioni con fuel cells; soprattutto queste ultime mostrano qualità molto promettenti, forse l'unica categoria che potrebbe permettere a questi micro impianti di raggiungere rendimenti veramente considerevoli. In questi anni sono stati stanziati molti fondi per la ricerca e lo sviluppo sulle fuel cells ma purtroppo il punto debole di questa interessante e promettente tecnologia è lo scarso livello di maturità tecnologica raggiunto.

La possibilità migliore che si presenta oggi per un miglioramento concreto delle prestazioni di queste micro macchine è quella costituita da un miglior recupero del calore. La situazione ideale sarebbe costituita da apparati e sistemi dove le macchine micro CHP fossero messe nelle condizioni di recuperare calore in cascata, arrivando a sfruttare anche un basso valore di temperatura. Questa soluzione purtroppo però presenta difficoltà molto differenti a seconda dell'utenza presso la quale deve essere realizzata. Ancora una volta risulterebbe complessa l'applicazione alle piccole utenze, poiché le modifiche d'impianto da effettuare sarebbero notevoli e radicali.

Concludendo, senza sforzi concreti da parte delle istituzioni, delle società dei servizi energetici, dei fornitori, ma anche di produttori e utenti finali difficilmente si riuscirà a rendere questa tecnologia competitiva con le soluzioni attualmente impiegate in campo energetico. Ma, date le enormi e interessanti potenzialità mostrate dagli impianti micro CHP, è un obbligo puntare su di essi per la futura produzione energetica, in modo da conseguire non solo vantaggi nell'approvvigionamento ma anche importanti benefici ambientali.

6 Bibliografia

BIBLIOGRAFIA

- G.Loza-Turbine a gas e cicli combinati, Seconda Edizione, Progetto Leonardo Bologna;
- GSE, Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR), Edizione n.1, Marzo 2012;
- Ministero dello Sviluppo Economico, Dipartimento per l'Energia, Direzione Generale per l'Energia Nucleare, le Energie Rinnovabili e l'Efficienza Energetica, Linee guida per l'applicazione del Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011 – Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR);
- Cristiano Vergani, Responsabile R & D, Deparia Engineering S.r.l: Il trattamento delle emissioni nei piccoli impianti di cogenerazione; Il problema delle emissioni nei cogeneratori dotati di motori a combustione interna: evoluzione in corso;
- Ministero dell'Economia e delle Finanze, Decreto 27 ottobre 2011, Semplificazioni per impianti di microcogenerazione ad alto rendimento;
- ENEA: D. Forni, G. Tomassetti, D. Di Santo, Analisi dei dati di funzionamento di macchine cogenerative e linee guida per il dimensionamento e la gestione;
- Terna, Dati statistici sull'energia elettrica in Italia, anni 1999-2010;
- GSE, Rapporto di attività 2010;
- Carbon Trust, Micro-CHP accelerator, Final report, marzo 2011;
- Progetto RES & RUE Dissemination, Dossier sulla Microcogenerazione;
- Enea, G. Ruscica, M. Badami, A. Portoraro, M. Mura, B. Di Pietra, Report RSE/2009/28, Supporto allo sviluppo di modelli per la simulazione di impianti di micro cogenerazione per applicazione residenziale e terziaria: principali indicatori energetici definiti dalla normativa vigente e prestazioni a regime parziale delle principali tecnologie disponibili in commercio;
- Federazione Italiana per l'uso Razionale dell'Energia, Analisi del potenziale della microcogenerazione in Italia;
- Soares Claires: Microturbines, applications for distributed energy systems;
- Marco Penzo: Microturbine a gas, caratteristiche e impiego come sorgenti di energia ad uso residenziale;
- Vincenzo Naso: La macchina di Stirling, editoriale ESA.

SITOGRAFIA

- Articoli scientifici da www.nextville.it: informazioni tecniche e normative sulla microcogenerazione;
- Articoli scientifici da www.elettricoplus.it: “Alessia Varalda, Cogenerazione e microcogenerazione: la nuova energia”;
- Articoli scientifici da www.qualenergia.it: “Giulio Meneghello, La microcogenerazione a stormo e quel Totem dimenticato”; “Asja acquisisce nuova società e apre alla micro-cogenerazione con Tandem”;
- www.asjagen.com: informazioni generali e schede tecniche del motore Tandem;
- www.senertec.de: informazioni tecniche generali, cataloghi e specifiche tecniche del motore Dachs;
- www.viessmann.it: informazioni tecniche generali e cataloghi dei prodotti;
- www.genoastirling.it: informazioni tecniche generali e cataloghi dei prodotti;
- Articoli scientifici da www.casaclima.com: “Stirling, il motore della microcogenerazione”;
- Articoli scientifici da www.domusenergy.it: “Microcogenerazione”;
- www.capstoneturbine.com: informazioni tecniche generali e cataloghi dei prodotti;
- www.newenco.co.uk/turbec-t100: informazioni generali e specifiche tecniche della turbina T100;
- Articoli scientifici da www.alternativasostenibile.it: normativa;
- www.whispergen-europe.com: informazioni tecniche generali;
- www.atetsrl.it: specifica prodotto del motore Stirling Whispergen.

7 Appendice

NORMATIVA

Direttive e decreti, europei e italiani, dal 2004 al 2012 per la Cogenerazione ad Alto Rendimento

La direttiva dell'11 febbraio 2004 del Parlamento Europeo e del Consiglio, n. 2004/8/CE, stabilisce norme comuni per la generazione, la trasmissione, la distribuzione e la fornitura dell'energia elettrica nel mercato interno.

La direttiva 2004/8/CE ha anche introdotto per la prima volta il concetto di Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR), ovvero la produzione combinata di energia elettrica e calore che garantisce un significativo risparmio di energia primaria rispetto agli impianti di produzione sparata, creando un quadro per la sua promozione e il suo sviluppo, nel mercato interno, tenendo anche conto delle specifiche situazioni nazionali.

Il Decreto Legislativo 8 febbraio 2007, integrato dal Decreto Ministeriale 4 agosto 2011, definisce le grandezze e le caratteristiche da rispettare affinché la produzione simultanea di energia termica ed elettrica possa essere definita Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR).

Il Decreto Ministeriale 5 settembre 2011 istituisce il nuovo regime di sostegno per la CAR, prevedendo che i benefici debbano essere riconosciuti sulla base del risparmio dell'energia primaria ottenuto, allineando in questo modo, l'Italia ai principali Stati membri dell'Unione Europea.

La Direttiva europea del settembre 2012 (2012/27/UE), oltre a fissare gli obiettivi di efficienza energetica per gli stati membri, ha invitato gli stessi stati a favorire la progettazione e la diffusione della CAR e della microcogenerazione stessa. In Italia il DM del 6 luglio 2012 ha introdotto un meccanismo di incentivazione ventennale per la CAR (e quindi anche per la microcogenerazione) alimentata da fonti rinnovabili, al quale possono accedere tutti i titolari di impianti di produzione. Alternativamente all'incentivazione prevista per la CAR alimentata a fonti rinnovabili, la microcogenerazione alimentata da combustibili tradizionali (gas naturale o Gpl) può avvalersi del meccanismo dello scambio sul posto e dell'accisa agevolata sul combustibile.

Definizione di Cogenerazione ad Alto Rendimento

Il titolo di Cogenerazione ad Alto Rendimento è attribuito secondo un criterio basato sull'indice PES. In particolare, la CAR è:

- la produzione combinata di energia elettrica e calore che fornisce un risparmio di energia primaria, pari almeno al 10%, rispetto ai valori di riferimento per la produzione separata di elettricità e calore; ovvero per impianti di taglia superiore al MW è necessario avere PES>10% per essere dichiarati CAR;
- la produzione combinata di energia elettrica e calore mediante unità di piccola cogenerazione e di micro cogenerazione che forniscono un risparmio di energia primaria; ovvero per impianti inferiori al MW è sufficiente avere PES>0% per essere dichiarati CAR.

Il risparmio di energia primaria che la cogenerazione permette di ottenere rispetto alla produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica e termica deve essere calcolato con riferimento all'intera produzione di energia elettrica e calore associata al combustibile consumato durante l'intero anno di rendicontazione o con riferimento alle sole quantità di energia elettrica e calore associate al combustibile consumato, qualificabili come cogenerative.

Calcolo della quantità di energia elettrica qualificabile come cogenerativa

Il Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 4 agosto 2011 recepisce tutte le precisazioni della direttiva 2004/8/CE e stabilisce i nuovi criteri per il riconoscimento della condizione di Cogenerazione ad Alto Rendimento, così come di seguito riportato:

- la produzione di energia elettrica da unità di produzione combinata di energia elettrica e calore con turbina a vapore a contropressione, turbina a gas con recupero termico, motore a combustione interna, microturbine, motori Stirling e celle a combustibile è da ritenere interamente energia elettrica qualificabile come cogenerativa se dette unità presentano un rendimento di primo principio annuo almeno pari al 75%;
- la produzione di energia elettrica da unità di produzione combinata di energia elettrica e calore a ciclo combinato con recupero di calore e con turbina a condensazione con estrazione di vapore è da ritenere interamente energia elettrica qualificabile come cogenerativa se dette unità presentano un rendimento di primo principio annuo almeno pari all'80%.

Nelle unità di cogenerazione con rendimento complessivo annuo inferiore ai due valori appena riportati, la cogenerazione è calcolata in base alla seguente formula:

$$E_{\text{CHP}} = H_{\text{CHP}} \times C$$

Dove:

- E_{CHP} è la quantità di elettricità da cogenerazione;
- C è il rapporto energia/calore;
- H_{CHP} è la quantità di calore utile prodotto mediante cogenerazione (calcolato a questo fine come produzione totale di calore meno qualsiasi calore prodotto in caldaie separate o mediante estrazione di vapore fresco dal generatore di vapore prima della turbina).

I benefici previsti dalla normativa vigente per la CAR

Con il DM 5 settembre 2011, come già detto, viene introdotto, attraverso il riconoscimento dei Certificati Bianchi (CB), il regime di sostegno per la Cogenerazione ad Alto Rendimento. Gli ulteriori benefici previsti dalla normativa vigente per la CAR sono:

- **l'esonero dall'obbligo di acquisto dei Certificati Verdi** previsto per i produttori e gli importatori di energia elettrica con produzioni e importazioni annue da fonti non rinnovabili eccedenti i 100 GWh (art.11, commi 1, 2 e 3 del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n.79);
- **la precedenza, nell'ambito del dispacciamento, dell'energia elettrica prodotta da unità prevalentemente CAR** rispetto a quella prodotta da fonti convenzionali (art. 11, comma 4 del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n.79);
- **le agevolazioni fiscali sull'accisa del gas metano** utilizzato per la cogenerazione (Decreto Legislativo 26 ottobre 1995, n. 504 aggiornato dal Decreto Legislativo 2 febbraio 2007, n.26);

- **la possibilità di accedere al servizio di scambio sul posto** dell'energia elettrica prodotta da impianti di Cogenerazione ad Alto Rendimento con potenza nominale fino a 200 kW (deliberazione 3 giugno 2008 – ARG/elt 74/08 “Testo integrato delle modalità e delle condizioni tecnico-economiche per lo scambio sul posto (TISP)” e s.m.i.);
- **la possibilità di applicare condizioni tecnico-economiche semplificate per la connessione alla rete elettrica**, come definite dall'Autorità con la deliberazione del 23 luglio 2008 – ARG/elt 99/08 “Testo integrato delle condizioni tecniche ed economiche per la connessione alle reti elettriche con l'obbligo di connessione di terzi degli impianti di produzione di energia elettrica (Testo integrato delle connessioni attive - TICA)” e s.m.i..

Procedimento per il calcolo del Risparmio di Energia Primaria (PES) e del numero dei Certificati Bianchi (CB)

Come già accennato, ai fini del riconoscimento di funzionamento in Cogenerazione ad Alto Rendimento, un'unità di cogenerazione deve necessariamente conseguire un risparmio di energia primaria (PES) superiore ai valori minimi prestabiliti, differenziati in base alla capacità di generazione dell'unità stessa.

L'Allegato II del DM agosto 2011, denominato “*Calcolo della produzione da cogenerazione*”, definisce la procedura di calcolo delle grandezze (“elettricità CHP” o “ E_{CHP} ”, “Calore utile” o “ H_{CHP} ”, “alimentazione CHP” o “ F_{CHP} ”) relative alla produzione combinata di energia elettrica e calore utile dell'unità di cogenerazione, rilevanti ai fini del calcolo del PES. L'Allegato III del medesimo decreto, denominato “*Metodo di determinazione del rendimento del processo di cogenerazione*”, oltre ad imporre i valori minimi suddetti del parametro PES, ne introduce la formula di calcolo, illustrando singolarmente i termini presenti nella formula stessa.

La procedura di calcolo del PES può essere riassunta complessivamente in tre fasi:

1. **determinazione della produzione da cogenerazione:** distinzione dell'energia elettrica e del calore non prodotti in cogenerazione da quelli prodotti in cogenerazione, individuando anche la quantità di energia in alimentazione all'impianto. A tal fine è indispensabile determinare i confini del sistema di cogenerazione;
2. **calcolo del rendimento globale dell'unità di cogenerazione:** illustrazione delle modalità di calcolo del rendimento globale e suo confronto diretto con i valori di soglia;
3. **calcolo del risparmio di energia primaria (PES):** approfondimento dei criteri di determinazione di alcuni dei parametri utili al calcolo del PES.

Calcolo del numero dei Certificati Bianchi (CB)

L'art. 4 del DM 5 settembre 2011 impone che le unità di cogenerazione abbiano diritto, per ciascun anno solare in cui soddisfano i requisiti di CAR, al rilascio dei Certificati Bianchi, in numero commisurato al risparmio di energia primaria realizzato nell'anno in questione, se positivo, calcolato come segue:

$$RISP = \frac{E_{CHP}}{\eta_{E,RIF}} + \frac{H_{CHP}}{\eta_{T,RIF}} - F_{CHP}$$

Dove:

- RISP è il risparmio di energia primaria, espresso in MWh, realizzato dall'unità di cogenerazione nell'anno solare considerato;
- E_{CHP} è l'energia elettrica, espressa in MWh, prodotta in cogenerazione dall'unità di cogenerazione durante l'anno considerato;
- H_{CHP} è l'energia termica utile, espressa in MWh, prodotta in cogenerazione dall'unità di cogenerazione durante l'anno considerato;
- F_{CHP} è l'energia, espressa in MWh, del combustibile che l'unità di cogenerazione ha consumato durante l'anno considerato per produrre in cogenerazione;
- $\eta_{\text{T,RIF}}$ è il rendimento medio convenzionale del parco di produzione termico italiano, assunto pari a:
 - 0,82 nel caso di utilizzo diretto dei gas di scarico;
 - 0,90 nel caso di produzione di vapore/acqua calda.
- $\eta_{\text{E,RIF}}$ è il rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano, assunto pari a 0,46, corretto in funzione della tensione di allacciamento, della quantità di energia autoconsumata e della quantità di energia immessa in rete secondo le modalità di calcolo riportate nell'allegato 7 del decreto 4 agosto 2011. La percentuale di energia elettrica autoconsumata da tenere in conto è quella riferita alla produzione totale in regime di CAR:

$$\% \text{ energia elettrica autoconsumata} = \min \left(100\%; \frac{E_{\text{autoconsumata}}}{E_{\text{CHP}}} \right)$$

L'operatore la cui unità di cogenerazione sia riconosciuta come CAR in un dato anno ha diritto, per quell'anno, ad un numero di certificati bianchi pari a:

$$\text{CB} = \text{RISP} * 0,086 * K$$

dove K è un coefficiente di armonizzazione posto pari a:

- $K=1,4$ per le quote di potenza fino a 1 MW_{el} ;
- $K=1,3$ per le quote di potenza superiore ad 1 MW_{el} e fino a $10 \text{ MW}_{\text{el}}$;
- $K=1,2$ per le quote di potenza superiore a $10 \text{ MW}_{\text{el}}$ e fino a $80 \text{ MW}_{\text{el}}$;
- $K=1,1$ per le quote di potenza superiore ad $80 \text{ MW}_{\text{el}}$ e fino a $100 \text{ MW}_{\text{el}}$;
- $K=1$ per le quote di potenza superiore a $100 \text{ MW}_{\text{el}}$.

e ($\text{RISP} * 0,086$) è il risparmio, se positivo, espresso in TEP.

Semplificazioni fiscali e autorizzative per la microgenerazione

DM FINANZE 27 OTTOBRE 2011
MINISTERO DELL'ECONOMIA E DELLE FINANZE

SEMPLIFICAZIONI PER IMPIANTI DI MICROCOGENERAZIONE AD ALTO RENDIMENTO

Il Ministero dell'economia e delle finanze di concerto con il Ministero dello sviluppo economico decreta:

Articolo 1- Definizioni e ambito di applicazione

1. Il presente decreto si applica alle officine elettriche di cui al successivo comma 2, lettera d), azionate con gas naturale, con gasolio o con Gpl.
2. Ai fini del presente decreto si adottano le seguenti definizioni:
 - a) Testo unico: il Testo unico delle disposizioni legislative concernenti le imposte sulla produzione e sui consumi approvato con il decreto legislativo 26 ottobre 1995, n.504;
 - b) Cogenerazione: produzione simultanea di energia elettrica e di calore a seguito dell'impiego di un prodotto energetico in un processo fisico di combustione;
 - c) Impianto di microgenerazione: una o più macchine che possono operare in cogenerazione;
 - d) Officina di microgenerazione: un'officina elettrica dotata di impianto di microgenerazione ad alto rendimento avente potenza elettrica complessiva non superiore a 50 kW;
 - e) Ufficio competente: l'Ufficio dell'Agenzia delle dogane competente per territorio, in relazione all'ubicazione dell'officina di microgenerazione;
 - f) Officina di autoproduzione: officina elettrica in cui, con riferimento all'anno solare, risulta nulla la differenza tra l'energia prelevata dalla rete elettrica e quella ceduta alla rete stessa.

Articolo 2- Denuncia di attivazione di officina di microgenerazione

1. I soggetti che intendono esercitare un'officina di microgenerazione alimentata con gas naturale, con gasolio o con Gpl, al fine di ottemperare ai previsti adempimenti amministrativi e tributari con le modalità di cui al presente decreto, alleghino, alla denuncia prevista dall'articolo 53, comma 4 del Testo unico, uno schema raffigurante la planimetria dei luoghi in cui la stessa officina è collocata, redatta in scala opportuna, con evidenziati la linea di adduzione del combustibile e la posizione dell'inerente contatore, lo schema unifilare dell'impianto elettrico dell'officina, lo schema sintetico della rete di distribuzione dell'energia termica prodotta e lo schema sintetico a blocchi dei carichi termici e di quelli elettrici alimentati. I medesimi soggetti indichino altresì nella denuncia le caratteristiche tecniche dell'impianto di microgenerazione e il consumo medio annuo di energia elettrica dei carichi allacciati così come risultante dalle fatture emesse dal fornitore nei due anni solari antecedenti la richiesta di attivazione, ovvero, in mancanza delle medesime fatture o per gli impianti di nuova attivazione, una stima degli assorbimenti annui presunti. In caso di alimentazione dell'impianto di microgenerazione con gasolio o con Gpl, nella denuncia è altresì indicata la capacità, il tipo e l'ubicazione dei serbatoi di stoccaggio del combustibile, asserviti all'officina elettrica.

2. L'Ufficio competente, verificata la conformità dell'impianto ai requisiti previsti del presente decreto e l'avvenuta prestazione della cauzione di cui all'articolo 53, comma 7, del medesimo Testo unico, provvede ad attribuire all'officina elettrica un codice ditta.

Articolo 3- Accertamento e liquidazione dell'accisa sull'energia elettrica prodotta da officine di microgenerazione non dotate di contatori elettrici

1. Per le officine di microgenerazione di cui all'articolo 1, comma 1, non dotate di contatori dell'energia elettrica consumata, trovano applicazione, per il pagamento dell'accisa sulla medesima energia elettrica, le disposizioni di cui all'articolo 55, comma 5 del Testo unico. L'Ufficio competente, eseguiti i necessari riscontri, procede alla stipula di un apposito atto di convenzione con il titolare dell'officina, sulla base della potenza elettrica dell'impianto di microgenerazione e delle ore di funzionamento stimate dal medesimo Ufficio.
2. L'atto di convenzione di cui al comma 1 reca la determinazione del canone di abbonamento annuale ed è rilasciato dall'Ufficio competente contestualmente alla licenza di esercizio di cui all'articolo 53, comma 7 del Testo unico.

Articolo 4- Accertamento e liquidazione dell'accisa sull'energia elettrica prodotta da officine di microgenerazione dotate di contatori elettrici

1. Per le officine di microgenerazione di cui all'articolo 1, comma 1, dotate di appositi contatori per la misurazione dell'energia elettrica consumata, l'accisa sull'energia elettrica è corrisposta mediante due acconti, da versare rispettivamente entro il giorno 16 dei mesi di marzo e novembre di ogni anno solare, ciascuno calcolato applicando la percentuale del 50 per cento al debito d'imposta relativo all'anno solare precedente. Per il primo anno di attività dell'officina di microgenerazione l'entità degli acconti è stabilita dall'Ufficio competente, contestualmente al rilascio della licenza di esercizio, sulla base delle fatture o degli assorbimenti forniti nella denuncia di attivazione.
2. I soggetti che esercitano officine di microgenerazione contabilizzano i quantitativi di energia elettrica prodotti, quelli eventualmente ceduti alla rete e quelli dalla stessa acquistati, nonché quelli destinati al proprio consumo, su di un apposito registro, aggiornato due volte all'anno, nei mesi di giugno e dicembre con l'indicazione delle letture dei contatori installati nell'officina.

Articolo 5- Accertamento e liquidazione dell'accisa sui combustibili impiegati da officine di microgenerazione

1. I soggetti che esercitano officine di microgenerazione per le quali il combustibile è addotto attraverso un'unica linea dedicata e priva di derivazioni da altre utenze, sulla quale sia presente un misuratore della quantità di combustibile complessivamente impiegato nell'impianto, possono chiedere che le quantità di combustibile da considerare come utilizzate per la produzione di energia elettrica e per uso di combustione, siano determinate forfettariamente ai sensi del presente decreto.
2. Per dette officine le quantità di combustibile da considerarsi rispettivamente impiegate per la produzione di energia elettrica e per il riscaldamento, sono determinate applicando, alla quantità di combustibile complessivamente addotto all'impianto di microgenerazione, i coefficienti, determinati dall'Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile (ENEA), indicati nella tabella seguente:

Tipo di impianto	Rendimento elettrico η_{el} (%)	Coefficiente elettrico C_{el} (%)	Coefficiente termico C_{ter} (%)
Impianto dotato di motore alternativo a combustione interna	25	29	71
Impianto dotato di microturbina	22	25	75

Tabella 15: coefficienti elettrico e termico da applicare alla quantità di combustibile addotto all'impianto di microgenerazione (fonte Allegato I, Decreto 27 ottobre 2011, Ministero dell'Economia e delle Finanze)

3. Per le officine di microgenerazione alimentate con gas naturale, l'Ufficio competente comunica al soggetto obbligato al pagamento dell'accisa sul gas naturale fornito, gli estremi identificativi della fornitura, le percentuali di ripartizione del gas naturale addotto dall'impianto da considerarsi rispettivamente impiegate per la produzione di energia elettrica e per il riscaldamento.
5. Per il gasolio e il Gpl impiegati nelle officine di microgenerazione, l'Ufficio competente riconosce al soggetto esercente dell'officina, il rimborso della maggiore imposta versata. A tal fine il soggetto presenta all'Ufficio competente, un'istanza di rimborso della maggiore imposta versata, calcolata sulla base della lettura del misuratore e delle percentuali di ripartizione del combustibile addotto all'impianto da considerarsi rispettivamente impiegate per la produzione di energia elettrica e per il riscaldamento.
8. Nelle officine di microgenerazione nelle quali l'accertamento dell'accisa sul combustibile non è effettuata secondo i criteri di cui al comma 1, la quantità di combustibile addotto alla produzione di energia elettrica è determinata sulla base della lettura del contatore fiscale dell'energia elettrica prodotta, dei poteri calorifici superiori convenzionali (riportati nella tabella seguente) e del rendimento elettrico e del coefficiente elettrico riportati nella tabella al comma 2.

Tipo di combustibile	Potere calorifico superiore convenzionale
Gas naturale	9.175 kcal/mc
Gasolio	11.340 kcal/kg
Gas di petrolio liquefatti (Gpl)	12.230 kcal/kg

Tabella 16: poteri calorifici superiori convenzionali (fonte Allegato I, Decreto 27 ottobre 2011, Ministero dell'Economia e delle Finanze)

Articolo 7- Entrata in vigore

Il presente decreto entra in vigore il primo giorno del mese successivo a quello della sua pubblicazione nella Gazzetta ufficiale della Repubblica italiana.