POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

Ottimizzazione energetico-economica di un impianto di cogenerazione a servizio di un ospedale tramite simulazione dinamica

Relatore
prof. Marco Carlo Masoero

Candidato
Calogero Andrea Savaia

Correlatore
ing. Giorgio Bo

a.a. 2017-2018

Sommario

Introduzione 3

1 Autoproduzione di energia e sistemi di cogenerazione 7

1.1 Il motore a combustione interna 10

1.2 La cogenerazione ad alto rendimento 21

2 L'impianto di trigenerazione e la struttura ospedaliera 29

2.1 Descrizione dell'impianto 29

2.2 I terminali d'utenza 36

3 La simulazione dinamica 44

3.1 Il carico termico 45

3.2 Il carico elettrico 55

3.3 Logiche di simulazione e criteri di regolazione dell'impianto 60

4 Analisi economica 71

4.1 Il metodo dei flussi di cassa attualizzati 71

4.2 Analisi dei flussi di cassa 75

4.2.1 Costo cogeneratori 76

4.2.2 Costo d'acquisto energia elettrica e gas naturale 78

4.2.3 Ricavi da incentivi e da vendita di energia elettrica 82

4.2.4 Definizione del flusso di cassa netto e ipotesi di confronto 85

5 Risultati e comparazioni 88

6 Conclusioni 99

Lista abbreviazioni 100

Bibliografia 102

Introduzione

L'obiettivo del lavoro di tesi è quello di ottimizzare un impianto di cogenerazione al servizio di un ospedale di nuova realizzazione in Italia. Lo studio si basa sull'analisi energetica dell'ospedale e dell'impianto per come sono presentati nei progetti preliminari degli studi di fattibilità forniti dall'azienda responsabile. A questa si aggiunge un'analisi economica che completa lo studio dell'impianto e che consente di ricavare la soluzione più conveniente nell'ottica del conseguimento del maggior risparmio nella gestione della centrale energetica.

Nel contesto energetico dell'edilizia, che presenta circa un terzo dei consumi totali per l'Italia [1], l'ospedale rappresenta un'utenza dai fabbisogni di energia considerevoli. Uno dei motivi principali è dato dal fatto che è in funzione tutto l'anno 24 ore su 24. I consumi sono cospicui su molti fronti. In particolare, il carico elettrico ha un andamento piuttosto regolare e caratterizzato da un fabbisogno di base abbastanza elevato; la presenza di macchinari ad alta potenza contribuisce notevolmente nelle ore diurne all'aumento della richiesta, specialmente nelle strutture in cui sono presenti numerosi laboratori. Il carico termico è anch'esso elevato per via delle continue esigenze di ventilazione e condizionamento dei locali e della fornitura di acqua calda sanitaria. Infine, il carico termico frigorifero è importante nei mesi caldi e apprezzabile nelle mezze stagioni per strutture termicamente ben isolate. Tradizionalmente il fabbisogno di energia frigorifera viene soddisfatto negli ospedali italiani tramite l'utilizzo di macchine frigorifere a compressione, che innalzano notevolmente il carico elettrico nel periodo estivo [2]. Queste esigenze di copertura portano l'ospedale ad essere uno dei candidati migliori per lo sfruttamento di un impianto di cogenerazione. Tali impianti, infatti, permettono di generare energia elettrica ad un buon rateo di conversione e di recuperare gran parte del calore di scarto prodotto dal motore primo, con rendimenti elettrici e termici dai valori paragonabili. Ciò è rilevante in un'ottica di produzione dell'energia in prossimità dell'utilizzatore e per strutture dai consumi consistenti. Con l'impiego di macchine frigorifere ad assorbimento si riesce inoltre ad utilizzare il calore recuperato dal motore primo per la produzione di energia frigorifera, andando ad alleggerire la richiesta di energia elettrica. In questo caso si ha quindi "trigenerazione".

Dal punto di vista energetico, le prospettive di utilizzo dei sistemi cogenerativi sono molto promettenti e meritano di essere approfondite per garantire una gestione efficiente delle risorse e una riduzione degli sprechi. Dal punto di vista economico però, l'introduzione di impianti di questo genere può presentare dei caratteri discutibili, specialmente in ambito trigenerazione, motivo per il quale la loro diffusione non è massimale. Da ciò la necessità di analisi particolarizzate: anche in ambito ospedaliero la casistica è molto varia ed ogni applicazione ha le sue peculiarità che necessitano un'attenta valutazione costi-benefici.

L'impianto di cogenerazione oggetto di studio è inserito in un polo tecnologico contenente una serie di macchine soggette a dei vincoli di potenza e di funzionamento che caratterizzano fortemente l'ottimizzazione. Nonostante lo spazio di indagine si restringe ai soli cogeneratori e alla priorità di funzionamento dei frigoriferi ad assorbimento, nel processo di ottimizzazione si fa riferimento a tutta la centrale poiché l'obiettivo è di minimizzare i costi totali di approvvigionamento energetico nella vita utile dell'impianto. I vincoli e le ridondanze del sistema sono dettati dal rispetto di esigenze di fondamentale importanza per un'utenza ospedaliera, quali: la flessibilità di impiego, l'affidabilità di esercizio, l'adattabilità ai mutamenti e agli ampliamenti dei carichi. In questo quadro si colloca l'impianto di cogenerazione della struttura, a cui è affidata una buona parte della produzione d'energia richiesta durante l'anno. Lo scopo primario d'applicazione per il caso studio è, però, il risparmio economico sulla fornitura di energia, che deriva dai vantaggi della produzione propria ad alti tassi di conversione. Il beneficio è parallelamente anche ambientale, per via del risparmio di combustibile bruciato e quindi di emissioni nocive o climalteranti espulse in ambiente. Su questi temi, molto discussi dalla comunità scientifica negli ultimi tempi per la loro rilevanza, si fonda il meccanismo degli incentivi dei Certificati Bianchi, interessanti per il caso studio per via della compatibilità d'applicazione. L'elevata efficienza dei motori primi in assetto cogenerativo nella gamma di potenza dell'ordine del MW_{el}, utili per i fabbisogni dell'ospedale, consente infatti un risparmio di combustibile notevole rispetto alla produzione separata di elettricità e calore. Lo sfruttamento di tale condizione, unitamente al rispetto di precisi vincoli, permette di rientrare nel regime di funzionamento denominato 'Cogenerazione ad Alto Rendimento' che dà diritto all'ottenimento di Certificati Bianchi, come verrà approfondito in seguito. Pur se negli ultimi tempi si è registrato un aumento del valore del corrispettivo fornito dall'incentivo, si verifica spesso la condizione per cui questo non genera

da solo dei guadagni apprezzabili nell'impiego della tecnologia, tali da giustificare l'investimento. Nonostante ciò, i vantaggi economici ottenibili sulla materia energia hanno guidato nel tempo la diffusione della tecnologia e si prospettano promettenti per un ospedale di grandi dimensioni come quello oggetto di studio.

Nel corso degli anni si è assistito a dimensionamenti di impianti di cogenerazione basati su valutazioni preliminari e poco approfondite, che hanno portato in diversi casi ad un sovradimensionamento degli stessi, con conseguenti benefici economici in esercizio ridotti [3]. I possibili vantaggi dell'adozione di questo sistema vanno difatti quantificati e i risultati confrontati con quelli di soluzioni alternative. È noto che soltanto tramite una combinazione di soluzioni si riesce a trovare un punto ottimale di progetto: numerose sono le analisi multi-obiettivo condotte per applicazioni di cogenerazione [4], [5]. Tramite queste si riesce a valutare la convenienza di un insieme di soluzioni operando i calcoli su un dominio esaustivo delle variabili d'ingresso, che possono influire in modo contrastante e non facilmente prevedibile sui parametri economici del sistema. Il confronto delle soluzioni permette di individuare il fronte di Pareto e infine di estrapolare la configurazione preferita alla luce dei dati disponibili. La quantificazione dei flussi e dei parametri energetici di interesse per le valutazioni economiche riveste quindi un ruolo primario nel processo di ottimizzazione, poiché con essa si definisce l'attendibilità dell'analisi. Ciò assume una certa complessità negli studi riguardanti utenze non ancora esistenti o in via di costruzione, per via della relativa imprevedibilità dell'andamento dei consumi. Normalmente, infatti, si attuano delle campagne di misurazione e monitoraggio dei dati per un periodo di tempo di 6-12 mesi, al fine di creare una base di partenza solida per i calcoli. L'ospedale oggetto di studio, oltre ad essere in fase di realizzazione, è molto ampio e presenta delle caratteristiche impiantistiche differenziate sulle zone della struttura. Questo ha reso necessario lo studio dei relativi fabbisogni energetici in modo dettagliato, in particolare tramite un'analisi dinamica dell'edificio e dell'intero impianto di fornitura energetica associato. La simulazione dinamica termo-energetica dell'edificio è stata operata tramite EnergyPlus e i risultati estrapolati ed inseriti in fogli di calcolo per la simulazione della centrale. Il livello di dettaglio raggiunto nello studio ha consentito inoltre di tenere conto dei diversi livelli termici dei fluidi interessati nei numerosi impianti presenti, escludendo soluzioni che in analisi preliminari sarebbero potute sembrare fattibili.

La trattazione comincia con un'analisi generica dei sistemi di cogenerazione e di autoproduzione dell'energia. Viene analizzata anche la trigenerazione e la sua applicabilità. Quindi viene esaminata la tecnologia del motore a combustione interna per il settore della cogenerazione e condotta una presentazione sintetica dello stato di diffusione e utilizzo della tecnologia in Italia. Il capitolo si conclude con un approfondimento sulla normativa CAR per l'accesso ai Titoli di Efficienza Energetica. Il terzo capitolo si occupa di descrivere l'impianto e la struttura ospedaliera oggetti di studio, operando una distinzione particolareggiata tra i macchinari di produzione e le utenze da servire. Il quarto capitolo è dedicato alla descrizione delle procedure di calcolo che hanno portato alla definizione dei carichi termici ed elettrici della struttura ai fini dell'esecuzione della simulazione dinamica del complesso. Vengono quindi presentate le ipotesi di base e i criteri di regolazione e di riproduzione del funzionamento dell'impianto. Nel quinto capitolo si affronta l'analisi economica del progetto, con un'accurata descrizione dei metodi utilizzati e delle ipotesi economico-finanziarie adoperate per effettuare le valutazioni sulle diverse opzioni d'investimento. Infine vengono presentati i risultati più significativi dell'ottimizzazione e mostrata l'influenza dei driver economici sul profitto del sistema.

1 Autoproduzione di energia e sistemi di cogenerazione

Un sistema di autoproduzione dell'energia è definito come un qualunque impianto in grado di produrre l'energia richiesta, che sia elettrica o meccanica, direttamente nel luogo di installazione [3]. Un sistema di autoproduzione può essere definito di cogenerazione quando alla produzione di energia elettrica o meccanica richiesta si combini un recupero dell'energia termica di scarto. La definizione di cogenerazione non si limita al solo settore dell'autoproduzione, ma è nella pratica fortemente legata ad esso per via dei vantaggi derivanti dall'accorciare il più possibile il circuito che lega l'impianto all'utilizzatore. È noto, infatti, che nella trasmissione di energia elettrica, oltre alle perdite che occorrono in rete proporzionalmente alla distanza da percorrere, vi è l'onere di costruire e mantenere linee, stazioni elettriche e di trasformazione che siano in grado di sostenere gli scambi di energia. Nella produzione termica le perdite di rete sono maggiori e ciò porta con sé un aggravamento generale delle condizioni di accessibilità dello scambio del calore a lunga distanza. Molte applicazioni della cogenerazione sono infatti legate a reti di teleriscaldamento urbano, dove la richiesta di calore è concentrata in una zona contenuta [6].

La produzione di forme diverse di energia assume una denominazione caratteristica per via del fatto che queste sono ricavate dalla stessa quantità di combustibile, che verrebbe usato per la sola produzione elettrica in un semplice sistema che non recuperi parte del calore di scarto. L'utilizzo di frigoriferi ad assorbimento congiuntamente a un impianto di cogenerazione ha fatto nascere il concetto di trigenerazione: il frigorifero ad assorbimento è una macchina che richiede principalmente calore ad 'alta' temperatura, classicamente acqua a circa 90°C, per la produzione di freddo. Se il calore necessario alla macchina frigorifera proviene dall'impianto di cogenerazione, si può pensare che esso abbia fatto da tramite per la produzione dell'energia frigorifera e che l'impianto di cogenerazione possa essere esteso al gruppo frigorifero ad assorbimento. Pur se con la trigenerazione si ha la produzione contemporanea di tre forme di energia, bisogna notare che la produzione di 'freddo' va a discapito del calore disponibile, quindi nel passaggio da cogenerazione a trigenerazione l'efficienza del sistema non ha un netto miglioramento come per il passaggio da produzione separata a cogenerativa. Ciò dipende anche dall'efficienza di conversione delle macchine frigorifere ad assorbimento utilizzate: le più comuni sono quelle a singolo stadio con COP pari a circa 0,7; le macchine

frigorifere ad assorbimento bistadio, invece, riescono a raggiungere valori di COP di 1,3 circa, per via dell'utilizzo di vapore in pressione da cui si riesce a recuperare più calore utile nei cicli di funzionamento della macchina. La trigenerazione viene solitamente applicata, specialmente nel settore civile, per consentire lo sfruttamento del calore disponibile anche nella stagione estiva, quando il carico termico si riduce notevolmente e la richiesta di energia frigorifera è notevole. Anche se dal punto di vista energetico la trigenerazione presenta molti vantaggi, economicamente ci sono delle forti limitazioni dovute all'elevato costo d'investimento di queste macchine, specialmente per quelle a doppio stadio che a parità di potenza resa hanno degli incrementi di costo del 50-60% [7].

Storicamente già nel 1930 esisteva un primo impianto di cogenerazione in Belgio presso la centrale elettrica di Langerbrugge, che forniva vapore a una fabbrica di carta presente nelle vicinanze. Negli anni '50 si ebbe un primo forte impulso della tecnologia negli USA, dove, pur se il prezzo del petrolio era molto basso, un settimo circa dei fabbisogni energetici dell'industria veniva coperto da impianti cogenerativi. Nel 1973 la crisi petrolifera mondiale provocata dalla Guerra del Kippur portò ad una rivalutazione delle possibili fonti di risparmio energetico e di miglioramento dell'efficienza. L'allora poco diffusa tecnologia venne quindi presa seriamente in considerazione. Il presidente degli Stati Uniti Carter, allora in carica, coniò il termine "cogeneration" durante un discorso alla nazione sull'energia nel 1977. Egli emanò un provvedimento noto come PURPA, Public Utility Regulatory Politicy Act, che intendeva riformare il modo in cui veniva regolato il sistema elettrico del paese: mentre prima era data possibilità di vendere energia elettrica soltanto a dei produttori 'centralizzati' di taglia elevata, da quel momento i possessori di un impianto di cogenerazione potevano agevolmente effettuare un allacciamento alla rete nazionale, comprare l'energia quando necessaria e venderla al prezzo del cosiddetto "costo evitato" dalle utility. Si crearono così le figure dei gestori dell'energia e si ebbe un rilancio delle società elettriche; in più, i costruttori di motori primi vennero invogliati al miglioramento dell'efficienza dei loro sistemi, che col passare del tempo diventavano sempre più affidabili. Sulla scia degli Stati Uniti, i principali paesi europei si adeguarono al cambiamento, mentre l'Italia, fossilizzata sul regime di monopolio statale, rimase indietro. Nonostante un primo tentativo nel 1982 di ravvivare l'autoproduzione di energia da impianti di cogenerazione o a fonti rinnovabili con la legge 29 maggio, n. 308, soltanto nel 1988 con il Piano Energetico Nazionale l'Italia riesce ad allinearsi sul settore ai

principali paesi industrializzati. Grazie ad esso e tramite le leggi n. 9 e 10 del '91 si arriva allo sblocco del meccanismo, che prende vita grazie alla delibera "CIP6" del 1992 del Comitato interministeriale dei prezzi, che stabilisce degli incentivi per impianti alimentati a fonti rinnovabili o assimilate. Tra quelli a 'fonti assimilate' è compresa la cogenerazione, che, seppure con difficoltà di percorso dovute all'incapacità dei regolatori del sistema elettrico di gestire efficacemente il meccanismo di cessione dell'energia in rete, riesce a guadagnare terreno.

L'impatto più grande sulla diffusione della tecnologia in Italia l'ha avuto però il D.Lgs. 16 marzo 1999, n. 79, noto come decreto Bersani: questo recepisce la direttiva comunitaria 96/92/CE per la liberalizzazione del mercato dell'energia elettrica e per la realizzazione della strategia comunitaria di valorizzazione del risparmio energetico tramite cogenerazione. Eliminati i maggiori vincoli alla diffusione della tecnologia, l'Italia ha stabilito negli anni successivi e fino ad oggi degli incentivi per la cogenerazione che riflettono l'interesse di raggiungere gli obiettivi di risparmio energetico stabiliti dall'UE a più riprese per il 2020. Di questo si discuterà in modo più approfondito nei paragrafi seguenti.

Un impianto di cogenerazione è formato sostanzialmente da: un motore primo per la produzione di energia meccanica, un alternatore per la trasformazione in energia elettrica e un equipaggiamento di recupero del calore. La distinzione più usata per gli impianti di cogenerazione è quella sui motori primi. La direttiva 2012/27/UE sull'efficienza energetica del Parlamento Europeo e del Consiglio, all'allegato I, parte II, definisce i tipi di tecnologie di cogenerazione di seguito elencati:

- turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore (C.C.);
- turbina a vapore a contropressione (T.V.Cp.);
- turbina di condensazione a estrazione di vapore (T.V.Cd.);
- turbina a gas con recupero di calore (T.G.);
- motore a combustione interna (M.C.I.);
- microturbine, motori Stirling, pile a combustibile, motori a vapore, cicli Rankine a fluido organico e ogni altro tipo di tecnologia o combinazione di tecnologie che non rientra nelle definizioni precedenti (Altro).

Considerato che il motore primo utilizzato nel caso studio è un motore a combustione interna, si analizzano nel seguente paragrafo gli aspetti energetici e ambientali salienti dello stesso per applicazioni di cogenerazione.

1.1 Il motore a combustione interna

Il motore a combustione interna o motore endotermico alternativo è una delle tecnologie più diffuse al mondo in ambito cogenerazione. Uno dei pregi principali di questa tecnologia è l'alto rendimento elettrico di conversione per un'ampia gamma di potenze, come mostra la figura 2.1 che mette a confronto alcune delle tecnologie più performanti. Nel grafico, le tecnologie che comprendono le fuel cell e non affermate commercialmente sono indicate con riempimento a tratti. Pur se a basse potenze il rendimento elettrico delle fuel cell risulta essere molto maggiore delle altre tecnologie, esse presentano delle limitazioni tecnologiche e di costo che ne ostacolano la diffusione. Per questo motivo il M.C.I. viene generalmente prediletto in ambito autoproduzione.

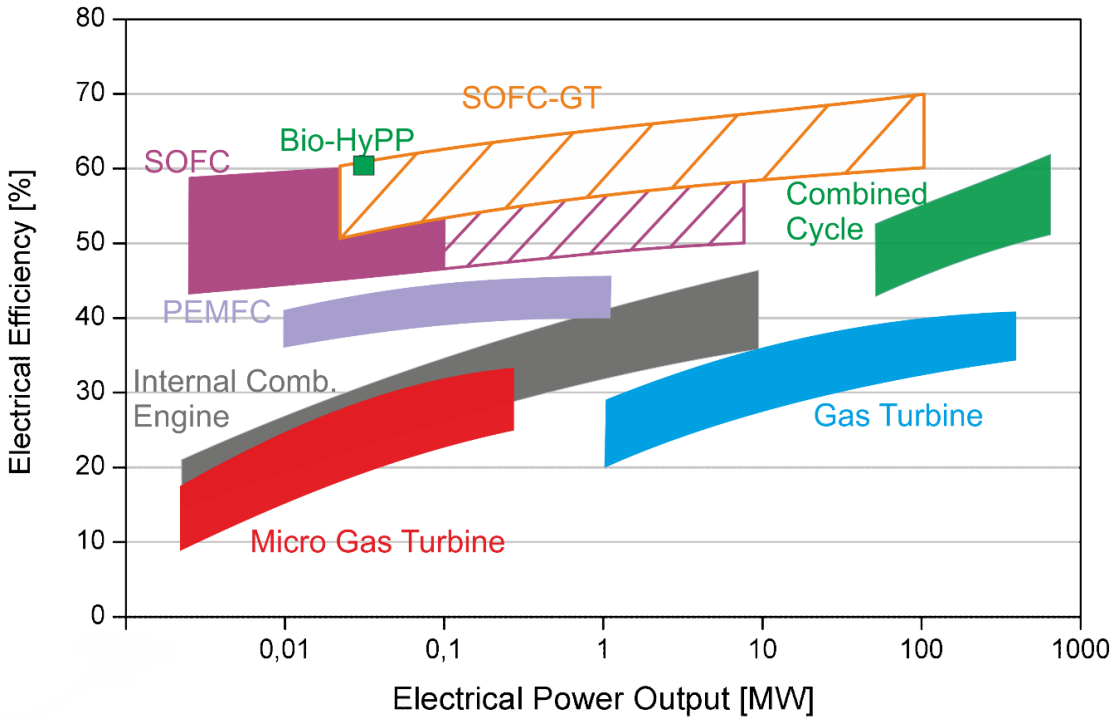

Figura 1.1: rendimento elettrico di diverse tecnologie al variare della potenza. *Fonte: Institute of Combustion Technology / Electrical efficiency of several power plant concepts with respect to power output / disponibile all'indirizzo: http://www.dlr.de/vt/en/desktopdefault.aspx/tabid-9006/18909_read-15119/ [visitato il 25.02.2018]*

Mentre per i motori di derivazione automobilistica si usano come combustibili il gasolio e la benzina per operare attraverso rispettivamente i cicli Diesel e Otto, i motori endotermici usati per scopi cogenerativi utilizzano spesso combustibile in forma gassosa, con qualche eccezione per gli oli pesanti. Il più comune è il gas naturale, contenente perlopiù metano, usato sia per cicli Otto sia per Diesel. I motori endotermici alternativi basati sul ciclo Diesel e alimentati a gas naturale necessitano che il combustibile sia elevato ad una pressione molto più elevata di quella a cui è solitamente disponibile, la pressione del punto morto superiore. Questa limitazione lo rende nella pratica disponibile per taglie di potenza superiori ai 3 MW_{el}. L'insieme di motori presi in analisi per lo studio lavora con il ciclo Otto alimentato a gas naturale. Il ciclo Otto ideale è costituito da sei fasi indicate in figura 2.2 su un diagramma pressione-volume:

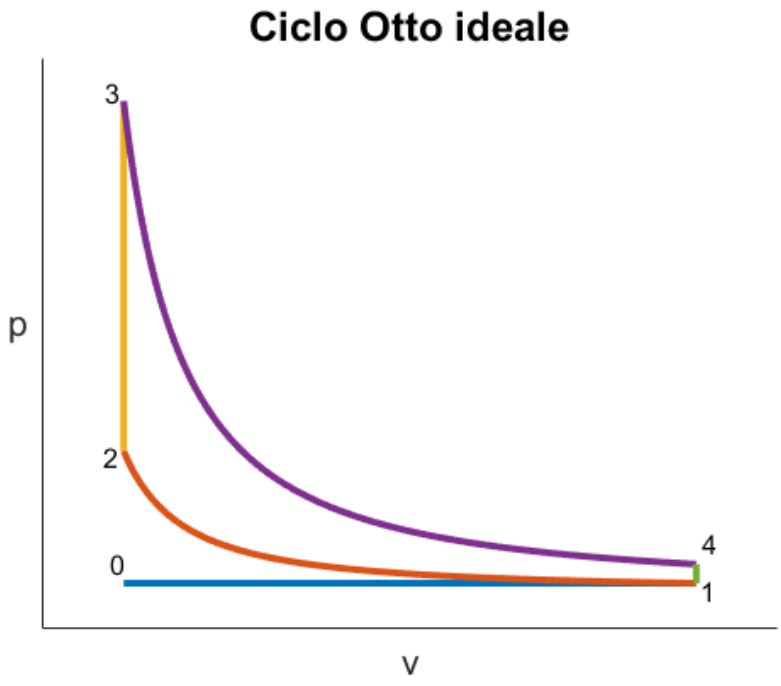

Figura 1.2: rappresentazione del ciclo Otto ideale

1. aspirazione isobara a pressione ambiente (0-1);
2. compressione isoentropica (1-2);
3. combustione interna isocora (2-3);
4. espansione isoentropica (3-4);
5. scarico spontaneo dei prodotti di combustione isocoro (4-1);

6. scarico forzato a pressione costante (1-0).

Il ciclo Otto reale o indicato è caratterizzato anch'esso da sei fasi:

1. aspirazione non isobara;
2. compressione non adiabatica;
3. combustione anticipata, non isocora e incompleta;
4. espansione non adiabatica;
5. scarico spontaneo dei prodotti di combustione anticipato e non tempestivo;
6. scarico forzato non isobaro e lento.

Il distacco delle condizioni tra i due cicli provoca, come noto, perdite di lavoro utile inevitabili. La maggior parte dei motori endotermici alternativi usati per cogenerazione utilizzano un sistema di sovralimentazione dell'aria a monte del sistema di aspirazione. Questo accorgimento serve per aumentare la potenza del motore a parità di cilindrata: si inserisce un compressore sulla linea di aspirazione per aumentare la quantità d'aria in ingresso ai cilindri. Solitamente per questo tipo di applicazioni si usa un turbocompressore che sfrutta l'elevata entalpia dei gas di scarico. Dopo la fase di compressione l'aria raggiunge temperature elevate, di 140°C circa, per cui la sua densità diminuisce rispetto alle condizioni ambiente. Questa condizione risulta sfavorevole tanto più aumenta la temperatura dell'aria in ingresso ai cilindri, perciò si utilizza un sistema chiamato "intercooler" che la raffredda dopo la compressione fino a temperature di circa 45°C. L'intercooler è uno scambiatore di calore aria-aria o più comunemente acqua-aria che permette di ottenere prestazioni migliori per via della maggiore massa d'aria entrante all'aspirazione a parità di volume dopo il raffreddamento. Tipicamente se il motore è dotato di un secondo stadio di compressione vi sarà un secondo scambiatore di calore che avrà la stessa funzione dell'intercooler; questo si chiama "aftercooler" per via del fatto che è alla fine degli stadi di compressione dell'aria d'aspirazione. Da questo scambiatore è possibile recuperare calore, ad esempio per preriscaldare dell'acqua per usi sanitari. Per motori di elevata potenza, superiori ad 1 MW, è possibile operare un ulteriore raffreddamento dell'aria d'aspirazione tramite un impianto frigorifero ad espansione diretta [3].

I motori a combustione interna sono dotati di due principali sistemi di dissipazione del calore: il circuito di raffreddamento dell'olio motore e quello delle camicie motore. Questi

circuiti, in un impianto di cogenerazione, sono collegati a dei fluidi che ne estraggono il calore e permettono di utilizzarlo per altri scopi. Il sistema di raffreddamento del motore funziona costantemente durante l'utilizzo dello stesso per mantenere delle condizioni di temperatura degli organi appropriate al funzionamento ottimale della macchina: il motore ha sempre bisogno di dissipare calore nell'ambiente per produrre lavoro, in base al secondo principio della termodinamica. Ogni motore ha delle caratteristiche temperature di esercizio che dipendono dalle peculiarità costruttive e prestazionali. Queste limitano inevitabilmente le temperature massime d'ingresso dei fluidi refrigeranti. Per cui, nelle valutazioni di fattibilità dell'impianto va tenuto conto non solo della potenza recuperabile ma della compatibilità d'applicazione: ciò va valutato attraverso un'attenta analisi dei livelli termici d'accoppiamento. In genere i motori a combustione interna si possono suddividere per gamme di temperatura di ammissione ai sistemi di raffreddamento. Si distinguono infatti per il circuito olio motore:

- temperature massime d'ingresso dell'olio motore pari a 80°C, per cui l'acqua di raffreddamento non può superare i 75°C di temperatura all'ingresso del sistema di raffreddamento;
- temperature massime d'ingresso dell'olio motore pari a 85-88°C, con temperature massime di ammissione dell'acqua di raffreddamento di circa 80°C.

Delle due soluzioni la prima è quella che in genere garantisce rendimenti più elevati. D'altro canto, la seconda consente un accoppiamento più agevole con i frigoriferi ad assorbimento a bromuro di litio, utili per la trigenerazione. Per quanto riguarda le camicie motore possono essere fatte le seguenti distinzioni sui livelli termici:

- temperature massime d'esercizio di 127°C circa, che consentono l'ottenimento di acqua surriscaldata fino a 120°C;
- temperature massime d'esercizio di 99°C circa, che consentono l'ottenimento di acqua calda con temperature massime di 90°C.

I valori di rendimento migliori sono ottenibili, come intuibile, dal secondo tipo di camicie motore. Mentre i motori più recenti lavorano con salti termici di 5°C sul circuito di raffreddamento, quelli di vecchia concezione lavorano con salti termici elevati a tal punto da poter essere un limite all'impiego di frigoriferi ad assorbimento: questi ultimi, infatti,

presentano delle temperature di ritorno del fluido caldo non molto minori di quelle della mandata, per cui si potrebbe creare la condizione per cui non verrebbero rispettate le temperature minime di ammissione dell'acqua di raffreddamento del corpo motore.

Infine, il recupero termico a più alta entalpia viene effettuato sui gas di scarico che, come noto, escono ad una temperatura in genere superiore ai 450°C. Da questi è possibile ottenere vapore o acqua surriscaldata, oppure è possibile utilizzare direttamente il gas come sorgente diretta di energia termica per essiccatori o speciali frigoriferi ad assorbimento a doppio stadio. In ogni caso, è buona norma raffreddare i fumi fino a temperature non inferiori a 120°C per evitare fenomeni di condensazione del vapore acqueo che porterebbero alla creazione di composti corrosivi nei condotti di scarico, dannosi al sistema. Oltretutto, bisogna considerare gli effetti negativi procurati dal sistema di recupero di calore sui fumi per via della contropressione che si genera al cilindro. L'impatto delle soluzioni di progetto, quindi, va per sicurezza analizzato confrontandosi con il costruttore.

In alcuni casi si riesce a recuperare calore anche dall'eventuale cassone di isolamento acustico che racchiude il motore. Esso riscaldandosi per irraggiamento e convezione riesce a fornire una modesta quantità di calore a bassi livelli di temperatura, come per il sistema di recupero dell'aftercooler motore. Le possibili combinazioni di accoppiamento dei fluidi usati per estrarre calore dal cogeneratore sono numerose. Esse vanno studiate per favorire da un lato il corretto funzionamento del motore e dall'altro l'ottenimento di risorse adeguate a servire le utenze che si vuole approvvigionare. Da queste analisi diventa chiara la presenza di tre livelli di temperatura a cui è possibile recuperare il calore. Per il livello ad alta temperatura, costituito dal recupero sui fumi di scarico, è necessario prevedere un condotto di by-pass, a monte del sistema di recupero, entro cui indirizzare i fumi in caso di necessità. Per il recupero a media temperatura, invece, è necessario inserire un circuito di dissipazione del calore indipendente che si occupi di asportare l'energia termica non richiesta dall'utenza. La dissipazione del calore a bassa temperatura risulta comunque conveniente anche se il sistema non è previsto di un sistema di recupero calore dall'aftercooler, per via dei benefici ottenuti sul rendimento.

I motori a combustione interna possono lavorare a tre livelli di potenza di picco:

1. "maximum power" cioè il livello massimo di potenza disponibile;

2. “continuous power” che sarebbe la potenza massima erogabile con un funzionamento continuativo a regime di carico variabile. Questa corrisponde al 90% del valore massimo di potenza disponibile;
3. “base load power” per un funzionamento continuo a carico massimo, corrispondente ad una potenza pari al 75% della massima disponibile.

La taratura del motore va fatta in relazione al regime di funzionamento previsto per la macchina. Nel primo caso il motore può essere sfruttato solo per un massimo di 250 ore all’anno, motivo per cui si usa l’assetto ‘maximum power’ solo per i gruppi elettrogeni d’emergenza. Solitamente per scopi cogenerativi si usa la terza configurazione, in quanto i motori sono usualmente dimensionati per funzionare ad alte percentuali di carico per un gran numero di ore all’anno.

Per quanto riguarda le emissioni nocive dei M.C.I. si possono individuare una serie di sostanze imputabili, suddivise in:

- NO_x, ossidi di azoto;
- CO, monossido di carbonio;
- HC, idrocarburi;
- SO_x, ossidi di zolfo;
- -CHO, aldeidi;
- PM_{10}, particolato dal diametro aerodinamico uguale o inferiore ai 10 μm.

Gli NO_x comprendono il monossido di azoto (NO) e il biossido di azoto (NO_2). Essi si formano in presenza di ossigeno e azoto molecolare ad alta temperatura, durante la combustione all’interno dei cilindri. Il biossido di azoto è il più pericoloso dei due e causa principalmente problemi respiratori per l’uomo e gli animali e irritazioni delle vie aeree. Il monossido di azoto pur essendo più innocuo è soggetto all’ossidazione in aria. Inoltre, l’esposizione di queste sostanze alla radiazione solare può portare alla formazione di ozono (O_3), dannoso per l’uomo e per le piante negli strati inferiori dell’atmosfera. Il monossido di carbonio (CO) si forma dalla reazione di combustione incompleta del combustibile. È una sostanza molto dannosa per l’organismo umano in quanto, se respirata, si reca facilmente nel sangue rendendone impossibile l’ossigenazione. La sua pericolosità è accentuata dal fatto che è inodore e insapore. Inoltre, se una volta disperso in ambiente raggiunge la stratosfera

reagisce con l'ozono formando anidride carbonica e ossigeno. Gli idrocarburi sono tutte quelle sostanze che presenti nella miscela di combustibile, come metano, etano, propano, butano e altri presenti nel gas naturale, non reagiscono all'interno della camera di combustione e vengono espulsi nei gas di scarico. Questi, a parte il metano, sono in grado di combinarsi con gli NO_x e formare smog fotochimico sugli strati bassi dell'atmosfera. Gli ossidi di zolfo (SO_x) si formano per ossidazione dello zolfo che si trova in tracce nella miscela di combustibile. Presenti in modo maggiore nei motori alimentati a gasolio, essi sono responsabili della formazione di acido solforoso (H_2SO_3) e acido solforico (H_2SO_4) se a contatto con acqua. Questi risultano dannosi per l'ambiente in quanto causa di piogge acide. Gli aldeidi (indicati con –CHO) sono degli inquinanti che contribuiscono alla formazione dello smog fotochimico e si formano durante la combustione di combustibili liquidi o dell'olio motore. Il PM_{10} è quella materia particolata dal diametro aerodinamico uguale o inferiore ai 10 μm, costituita da particelle carboniose incombuste o da aerosol prodotto in condizioni particolari come la mancata accensione. Esso è dannoso alla salute umana poiché può causare patologie acute o croniche all'apparato respiratorio e a quello cardio-circolatorio.

Per ridurre le emissioni di inquinanti si utilizzano due metodi di natura concettuale diversa: il primo consiste nella prevenzione delle emissioni, tramite un controllo a monte del processo di combustione, il secondo nell'abbattimento delle stesse tramite sistemi che agiscono a valle del processo di combustione. Per il primo metodo si monitora l'eccesso d'aria al variare del regime di funzionamento: esso è strettamente legato alla potenza resa dal motore e alle emissioni di sostanze nocive. È interessante notare che per miscele con crescenti eccessi d'aria diminuiscono le emissioni inquinanti e migliora l'economia del sistema, ma un motore creato per funzionare con un rapporto aria su combustibile vicino a quello stechiometrico non può essere convertito per lavorare ad elevati eccessi d'aria, pena il cattivo funzionamento dello stesso. Un ruolo fondamentale nella riduzione delle emissioni lo gioca anche la qualità del combustibile impiegato. Per il secondo metodo si usano dei sistemi di trattamento dei fumi di scarico, tramite convertitori catalitici specifici che agiscono sui diversi tipi di inquinanti, a seconda dell'applicazione.

Per quanto riguarda le emissioni di anidride carbonica gli impianti di cogenerazione si presentano come un'alternativa positiva ai tradizionali sistemi di produzione da fonti fossili,

in quanto per via dell'elevato grado di utilizzo dell'energia chimica del combustibile si riesce a generare un risparmio di fonti carboniose utilizzate, che si traduce in una ridotta quantità di CO_2 emessa. Sulla questione dell'effettivo risparmio di combustibile utilizzato dagli impianti di cogenerazione rispetto a quelli tradizionali a produzione separata si discuterà in seguito, introducendo un parametro quantitativo, il *PES*. Va comunque sottolineato che l'utilizzo di fonti fossili per questo tipo di impianti è causa di un, seppur ridotto, inquinamento ambientale. Una soluzione a questo problema, in mancanza di soluzioni alternative efficaci a breve termine, sarebbe l'adozione di sistemi di cattura, rimozione e stoccaggio della CO_2. La tecnologia è presente ma il costo energetico ed economico è molto elevato.

Attualmente, in Italia, gli impianti di cogenerazione che utilizzano motori a combustione interna rappresentano la maggioranza, come visibile in figura 2.3 dal grafico a barre ricavato dall'indagine più aggiornata condotta dal Ministero dello Sviluppo Economico (2015).

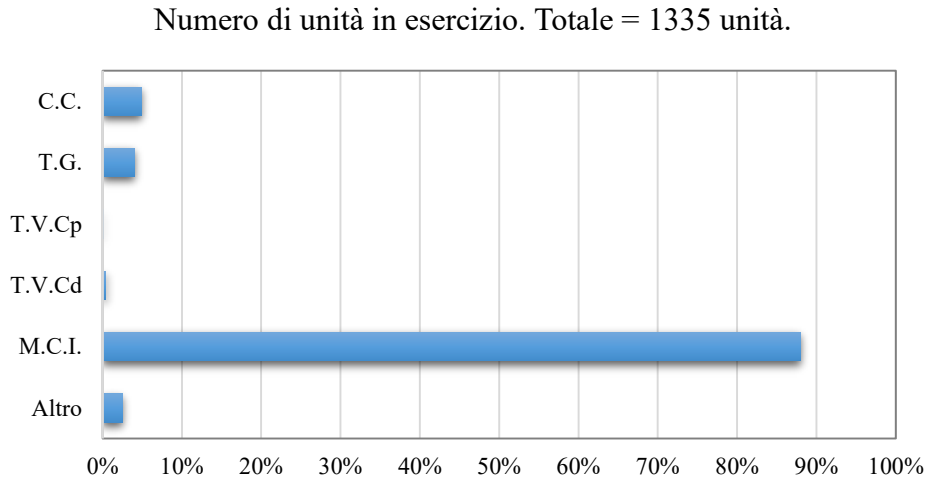

Figura 1.3: distribuzione percentuale del numero di unità di cogenerazione in Italia per tipologia di motore primo (2015)

Nonostante l'elevato numero di questi impianti l'energia prodotta da essi risulta pari soltanto al 10,6% del totale degli impianti di cogenerazione, per via dell'elevata potenza media degli impianti a ciclo combinato, come visibile nelle figure 2.4 e 2.5.

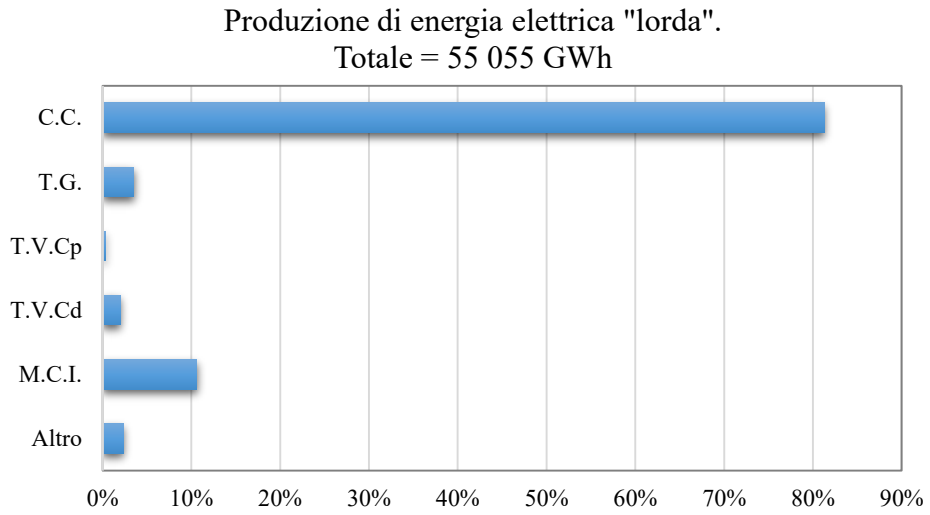

Figura 1.4: distribuzione percentuale della quantità di energia elettrica prodotta da impianti di cogenerazione in Italia per tipologia di motore primo (2015)

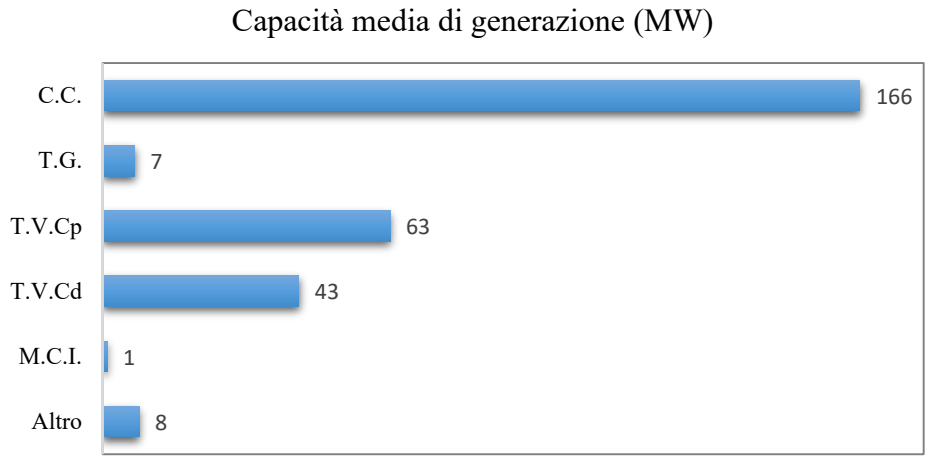

Figura 1.5: capacità media di generazione degli impianti di cogenerazione in Italia per tipologia di motore primo (2015)

Dalla figura 2.5 si nota inoltre che la capacità media di generazione dei motori a combustione interna è la più bassa. Questo dato insieme ai precedenti conferma la preponderanza della tecnologia nei settori dell'autoproduzione a piccola e media potenza. Infine è interessante notare il valore medio del rapporto tra l'energia elettrica totale e il calore utile prodotti per le diverse tecnologie presenti in Italia.

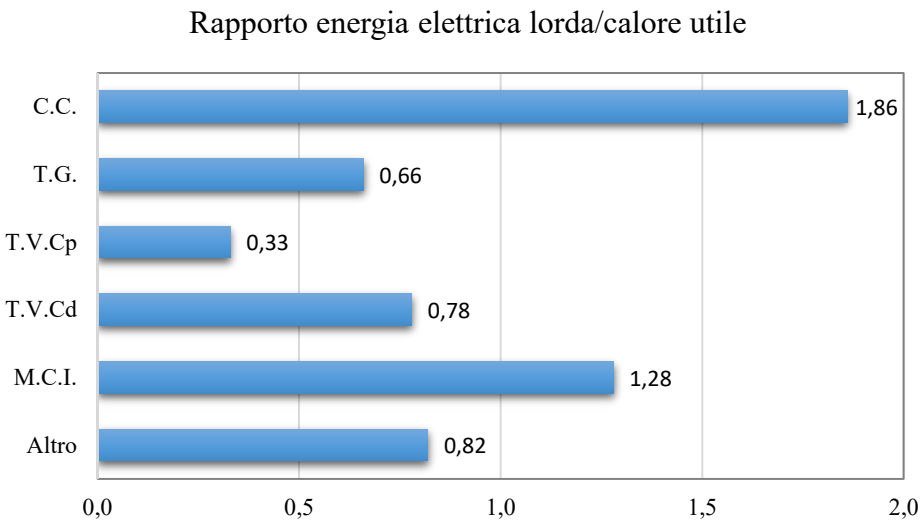

Figura 1.6: valori medi del rapporto energia elettrica su calore utile prodotti per tipologia di motore primo di impianti di cogenerazione in Italia (2015)

Il motore a combustione interna ha una prevalenza media di produzione elettrica, in controtendenza rispetto alla maggior parte delle altre tecnologie. Da notare che la tecnologia 'Altro' considerata nell'indagine è costituita perlopiù da microturbine. Per quanto riguarda i combustibili impiegati, il gas naturale si classifica al primo posto sia per l'insieme di impianti di cogenerazioni italiani, sia per i soli motori a combustione interna dove la saturazione è quasi assoluta, come mostrano le figure 2.7 e 2.8.

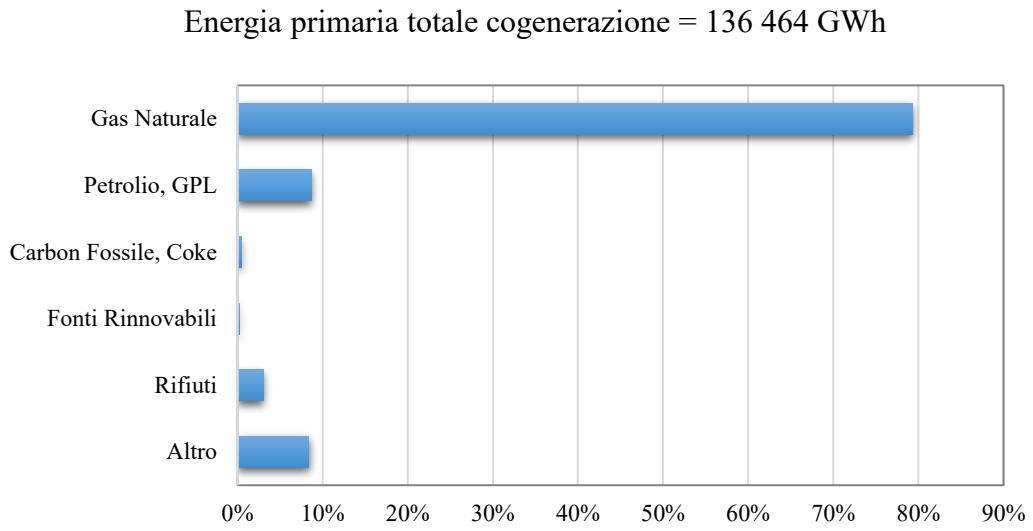

Figura 1.7: distribuzione percentuale della quantità di energia primaria da impianti di cogenerazione in Italia per tipo di combustibile (2015)

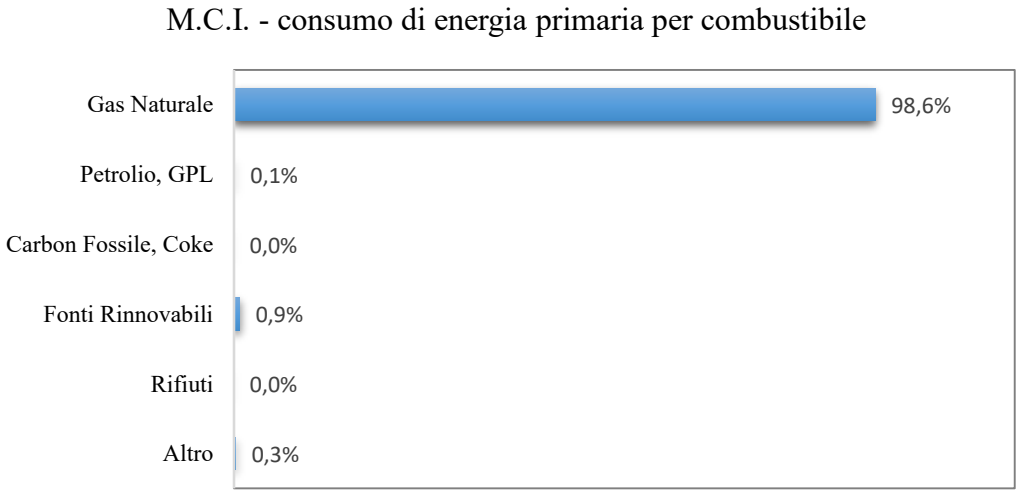

Figura 1.8: distribuzione percentuale della quantità di energia primaria da impianti di cogenerazione con MCI in Italia per tipo di combustibile (2015)

In Italia, i potenziali settori d'applicazione per il futuro, individuati come quelli in cui si sono registrati negli ultimi anni evoluzioni nella diffusione della cogenerazione e ridotta capacità di saturazione, sono: il terziario, specialmente nelle grandi strutture sanitarie e polisportive; l'industriale, con buone prospettive per i settori alimentare, della fabbricazione dei materiali da costruzione, chimico e petrolchimico; il teleriscaldamento, in cui però vi sono

dei concorrenti che sfruttano l'energia estraibile dai rifiuti, la biomassa o eventuali cascami termici fruibili a livello locale [8].

1.2 La cogenerazione ad alto rendimento

Un impianto di cogenerazione soddisfacente certi parametri può essere riconosciuto, secondo la normativa italiana, come un impianto di cogenerazione ad alto rendimento o CAR. Questo riconoscimento dà diritto all'assunzione di Titoli di Efficienza Energetica (TEE), titoli negoziabili che costituiscono un utile aggiuntivo al risparmio.

Il meccanismo dei Titoli di Efficienza Energetica, noti anche come certificati bianchi (CB), entra in vigore dai decreti ministeriali del 20 luglio 2004 e s.m.i. e prevede degli obiettivi quantitativi annuali di risparmio di energia primaria per i distributori di energia elettrica e gas naturale. Questi sono espressi in Tonnellate Equivalenti di Petrolio risparmiate (TEP)[1], ottenibili tramite interventi di efficienza energetica realizzati dai distributori stessi o da terzi. Esiste infatti un mercato apposito per i TEE organizzato dal Gestore dei Mercati Energetici. Il D.M. 28 dicembre 2012 integra il precedente decreto definendo i nuovi obiettivi di risparmio energetico per il quadriennio 2013-2016, oltre ad introdurre nuovi soggetti ammessi al meccanismo. Il Gestore dei Servizi Energetici diviene inoltre il gestore responsabile di tutte le procedure annesse. Con il D.M. 11 gennaio 2017 vengono definiti i nuovi obiettivi di risparmio per il quadriennio 2017-2020 e aggiornate le modalità di realizzazione dei progetti per l'accesso al meccanismo dei Certificati Bianchi a partire dal 4 Aprile 2017.

Ulteriori benefici ottenibili per gli impianti riconosciuti CAR, oltre all'acquisizione dei titoli, sono:

- Rimborso spese su gran parte dell'accisa del gas naturale[2] usato per la cogenerazione (ai sensi della Legge n. 44/2012)[3];
- Precedenza di dispacciamento dell'energia elettrica prodotta rispetto a quella prodotta da impianti a fonti tradizionali (art. 11, comma 4 del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n.79);

[1] 1 tep = 41,860 GJ
[2] Si intende la miscela a composizione prevalente di gas metano disponibile dalla rete di distribuzione italiana.
[3] Va specificato che il rimborso spese sull'accisa è previsto anche per gli impianti di cogenerazione che non hanno il riconoscimento CAR.

- Possibilità di accesso al servizio di "scambio sul posto" per impianti con potenza nominale inferiore o uguale 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.);
- Possibilità di usufruire di condizioni tecnico-economiche semplificate per la connessione alla rete elettrica, come definite dall'Autorità di Regolazione per Energia Reti e Ambiente (ARERA, ex AEEGSI) con la deliberazione 23 luglio 2008 - ARG/elt 99/08;

Inoltre per gli impianti alimentati a Fonti Energetiche Rinnovabili (FER) e per quelli alimentati a Biometano sono previsti incentivi maggiorati, ai sensi del D.M. 6 luglio 2012.

Il concetto di cogenerazione ad alto rendimento è stato introdotto dal Decreto Legislativo 8 febbraio 2007, n. 20 di attuazione della Direttiva Europea 2004/8/CE. Questo prevede il riconoscimento CAR tramite la valutazione di parametri collegati ad un solo indice: il PES o Primary Energy Saving. Inoltre, il decreto introduce il concetto di Garanzia di Origine (GOc) per il riconoscimento dell'effettiva produzione di energia elettrica da impianti CAR, utile alle imprese di vendita di energia elettrica per dimostrare la provenienza dell'energia prodotta. Con il D.M. 4 agosto 2011 vengono esplicitati i dati necessari per il calcolo del PES e le modalità operative per il riconoscimento CAR. Questo viene aggiornato dal Regolamento delegato (UE) 2015/2402 della Commissione del 12 ottobre 2015, se pur in modo parziale. La formula di incentivazione dei certificati bianchi per l'energia prodotta da CAR è stata definita dal Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 5 settembre 2011.

Un ruolo chiave nell'ottenimento degli incentivi statali e nel corretto sfruttamento delle risorse è attribuito all'utilizzo dell'energia termica prodotta dal sistema di cogenerazione, così come sancisce il D.Lgs. 4 luglio 2014, n. 102 di attuazione della Direttiva Europea 2012/27/UE sull'efficienza energetica:

"qualunque forma di sostegno pubblico a favore della cogenerazione è subordinata alla condizione che l'energia elettrica prodotta provenga da cogenerazione ad alto rendimento e che il calore di scarto sia effettivamente utilizzato per soddisfare una domanda economicamente giustificabile".

I parametri da tenere in considerazione per la valutazione della fattibilità del riconoscimento CAR sono definiti da grandezze specifiche dell'impianto, che verranno studiate in dettaglio. Queste grandezze saranno misurate continuamente a impianto realizzato per dimostrare l'effettivo funzionamento in regime di Cogenerazione ad Alto Rendimento. Nella definizione dei parametri verranno prese in considerazione solamente le grandezze di riferimento di interesse per l'impianto oggetto di studio, per non appesantire la trattazione.

Il primo parametro da considerare è il rendimento globale dell'impianto di cogenerazione, definito come il rapporto tra l'energia utile prodotta dal sistema e l'energia del combustibile immesso nel sistema ai soli fini cogenerativi. In formule:

$$\eta_{globale} = \frac{E + H_{CHP}}{F}$$

Dove:

- E rappresenta l'energia elettrica prodotta;
- H_{CHP} è l'energia termica prodotta in assetto cogenerativo ed effettivamente utilizzata;
- F è l'energia termica del combustibile usato ai soli fini cogenerativi, calcolata tramite il potere calorifico inferiore (PCI).

Queste tre grandezze rappresentano i flussi energetici che definiscono i confini dell'unità di cogenerazione e si riferiscono al periodo di rendicontazione, supposto orario.

Il decreto impone il superamento di un valore soglia del rendimento globale, che cambia a seconda del motore primo utilizzato. In breve, gli impianti a ciclo combinato e quelli con turbina a condensazione con estrazione di vapore hanno un valore di rendimento soglia pari a 0,8. Tutti gli altri, compreso il motore a combustione interna, hanno un rendimento soglia

uguale a 0,75. Quindi, condizione necessaria, ma non sufficiente, per l'impianto oggetto di studio è che:

$$\eta_{globale} \geq 0{,}75$$

Nel caso in cui l'impianto non dovesse raggiungere questo valore di rendimento, occorre dividere i flussi di energia in modo da creare un'unità virtuale di produzione che permetta alla restante parte di raggiungere il valore soglia. Ciò viene rappresentato dalla figura 2.9, che illustra i flussi di energia trattati in modo qualitativo.

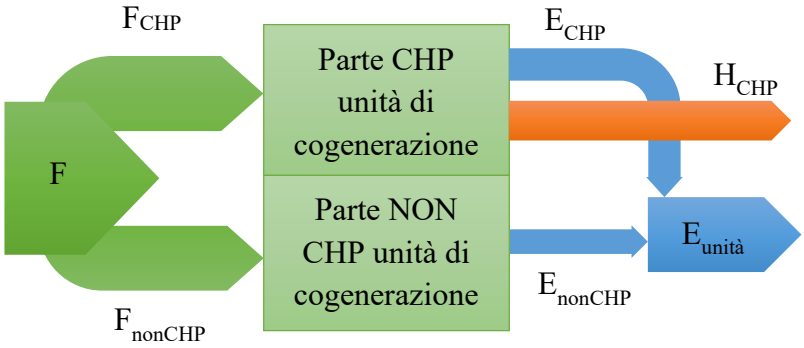

Figura 1.9: rappresentazione qualitativa dell'unità di cogenerazione divisa dall'unità virtuale

È possibile notare dalla figura 2.9 come soltanto parte dell'energia termica del combustibile sia usata dall'unità virtuale in regime CAR e che la restante parte sia usata da un'unità che produce soltanto energia elettrica. Per ottenere i valori dei flussi di energia appartenenti all'unità virtuale che lavora in regime CAR, denominata unità CHP, bisogna porre la condizione di uguaglianza tra il rendimento globale dell'unità CHP e il valore soglia:

$$\frac{E_{CHP} + H_{CHP}}{F_{CHP}} = \eta_{soglia}$$

I termini E_{CHP} ed F_{CHP} rappresentano rispettivamente l'energia elettrica prodotta e l'energia termica in ingresso riferiti all'unità CHP.

Le due unità virtuali presentano lo stesso rendimento elettrico, in quanto rappresentano lo stesso motore primo. L'inosservanza del parametro di soglia per l'intera produzione è dovuta al calore recuperato che viene disperso in ambiente. Per cui:

$$\eta_{nonCHP,E} = \eta_E = \frac{E}{F}$$

Tramite quest'ultimo valore si è in grado di calcolare un coefficiente di conversione "C_{eff}" che permette di ricavare la quantità di energia elettrica prodotta dall'unità CHP a partire dal calore utile recuperato:

$$C_{eff} = \frac{\eta_E}{\eta_{soglia} - \eta_E}$$

$$E_{CHP} = C_{eff} \cdot H_{CHP}$$

Per il calcolo del termine F_{CHP} è sufficiente operare un bilancio energetico tra le due unità virtuali, sfruttando la definizione di rendimento della singola unità. Si riporta di seguito la formula esplicita:

$$F_{CHP} = F - \frac{E - E_{CHP}}{\eta_E}$$

Una volta definita l'unità cogenerativa, sia essa considerata per intero o tramite la virtuale, si può effettuare il calcolo del Primary Energy Saving o PES, che indica il risparmio di energia primaria ottenibile da un impianto di cogenerazione rispetto alla produzione separata di energia elettrica e termica in impianti convenzionali. Il confronto è effettuato a mezzo dei rendimenti delle rispettive unità, come indicato nella formula seguente:

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{\eta_{CHP,H}}{\eta_{Ref,H}} + \frac{\eta_{CHP,E}}{\eta_{Ref,E}}}\right) \cdot 100\%$$

Dove:

- $\eta_{CHP,H} = \frac{H_{CHP}}{F_{CHP}}$, rendimento termico dell'unità CHP;
- $\eta_{CHP,E} = \frac{E_{CHP}}{F_{CHP}}$, rendimento elettrico dell'unità CHP;
- $\eta_{Ref,H}$ = valore di rendimento di riferimento per la produzione disgiunta di energia termica;
- $\eta_{Ref,E}$ = valore di rendimento di riferimento per la produzione disgiunta di energia elettrica.

I valori di riferimento attuali per i rendimenti, armonizzati UE, sono quelli prescritti dal Regolamento delegato (UE) 2015/2402 della Commissione del 12 ottobre 2015. Il valore di riferimento da usare per forme differenti di utilizzo del calore o per la produzione dello stesso mediante differenti combustibili è dato dalla media ponderata dei singoli rendimenti sulla quantità di energia cogenerata. Per l'impianto in esame i valori sono indicati in tabella 2.1.

Tabella 1.1: valori dei rendimenti di riferimento per la produzione disgiunta di energia termica

Combustibile	**Ref acqua calda**	**Ref vapore**
Gas naturale	0,92	0,87

Il valore di riferimento per la produzione disgiunta di energia elettrica va corretto in funzione della temperatura ambiente media del sito di installazione, della tensione di allacciamento alla rete elettrica e delle percentuali di autoconsumo e vendita della totale energia elettrica prodotta, come indicato nel Regolamento citato in precedenza. Il valore attuale di partenza per l'impianto in esame è pari a 0,53.

Se l'impianto ha un valore del PES ≥ 10% viene riconosciuto come impianto di Cogenerazione ad Alto Rendimento. Questa condizione è valida per tutti gli impianti con taglia superiore ad 1 MW_{el}. Per il resto degli impianti è sufficiente avere un valore del PES positivo.

Ai fini del calcolo del numero di Certificati Bianchi ottenibili si fa riferimento al risparmio di energia primaria che si ha mettendo a confronto la produzione cogenerativa con quella classica di riferimento per l'Italia. La formula di calcolo è la seguente:

$$RISP = \frac{E_{CHP}}{\eta_{E,rif}} + \frac{H_{CHP}}{\eta_{H,rif}} - F_{CHP}$$

Dove:

- $\eta_{E,rif} = 0{,}46$ è il valore di rendimento medio convenzionale del parco nazionale di produzione elettrica, a meno delle correzioni descritte precedentemente per il calcolo del PES e con i coefficienti espressi nell'art. 4 comma 1 del D.M. 5 settembre 2011;
- $\eta_{H,rif} = 0{,}9$ è il valore di rendimento medio convenzionale del parco nazionale di produzione termica, valido per utilizzo del calore per la produzione di vapore o acqua calda.

Le grandezze energetiche della formula del *RISP* vanno espresse in MWh. Inoltre, per il calcolo del $\eta_{E,rif}$ bisogna considerare soltanto l'energia prodotta in regime CAR per le percentuali riferite all'autoconsumo e complementari[4].

Il risparmio annuo di energia primaria si converte in Certificati Bianchi secondo la seguente formula:

$$CB = RISP \cdot 0{,}086 \cdot K$$

Il coefficiente *K* tiene conto della potenza dell'unità cogenerativa per privilegiare gli impianti a bassa potenza. Il suo calcolo richiede la determinazione della potenza rilevata durante il periodo di rendicontazione e calcolata come segue:

$$P_{el,CAR} = \frac{E_{CHP}}{h_{marcia}}$$

Dove h_{marcia} sono le ore totali di funzionamento dell'impianto di cogenerazione.

Per definire il valore di *K* bisogna ricorrere ad una tabella contenente i valori dei coefficienti per le rispettive classi di potenza. Questi sono riportati in tabella 2.2. Si suddivide quindi il valore di $P_{el,CAR}$ nelle classi di potenza in ordine crescente e non cumulativo. Infine si

[4] Il valore relativo alla parte di energia elettrica esportata verso la rete è plausibilmente penalizzante. Nella seguente analisi è stato adottato in via cautelativa soltanto quel valore.

calcola *K* come media pesata dei coefficienti sui valori corrispondenti di potenza frazionati in precedenza.

Tabella 1.2: valori dei coefficienti per il calcolo di *K* della formula dei CB

Classi di potenza elettrica	**Valori dei coefficienti**
$P_{el,CAR} \leq 1$ MW	1,4
1 MW $< P_{el,CAR} \leq 10$ MW	1,3
10 MW $< P_{el,CAR} \leq 80$ MW	1,2
80 MW $< P_{el,CAR} \leq 100$ MW	1,1
$P_{el,CAR} > 100$ MW	1

Il valore attribuito ai CB è stabilito di volta in volta dalle sessioni di mercato organizzate dal GME. Queste sessioni hanno cadenza mediamente mensile [9] ed il prezzo medio varia in linea di principio in base agli obblighi di risparmio da conseguire da parte dei distributori e in base alla disponibilità dell'offerta, secondo le leggi di mercato. È disponibile una seconda modalità di valorizzazione dei CB tramite accordi bilaterali in cui le parti si accordano senza tramiti su un prezzo di ritiro. L'Autorità di Regolazione per Energia Reti e Ambiente (ARERA) stabilisce invece un suo prezzo che si collega al valore medio di ritiro degli stessi sui due meccanismi di scambio. Il detentore dei TEE può difatti scegliere di far ritirare i CB dal Gestore dei Servizi Energetici (GSE), il quale li retribuisce al prezzo vigente al momento dell'entrata in esercizio dell'unità di cogenerazione per il periodo di rendicontazione valutato.

Le tempistiche di richiesta di accesso al regime di sostegno, valide per unità entrate in esercizio a partire dall'anno 2010, sono le seguenti [10]:

Tabella 1.3: tempistiche TEE per impianti CAR

Entrata in esercizio	**Produzione contabilizzata**	**Richiesta di accesso**
anno *N*	anno *N+1*	1 gen. – 31 mar., anno *N+2*

2 L’impianto di trigenerazione e la struttura ospedaliera

Nel capitolo seguente si effettuerà una descrizione dell’impianto oggetto di studio seguendo le dimensioni e i criteri di regolazione dei vari componenti per come sono stati presentati durante il lavoro di tesi. Questo approccio consente di carpire in breve i tratti salienti dell’impianto e di fissare un riferimento per la successiva analisi e conseguente ottimizzazione.

2.1 Descrizione dell’impianto

L’impianto oggetto di studio, sito in un polo tecnologico all’esterno degli edifici ospedalieri e collegato ad essi tramite una galleria tecnica, contiene un numero elevato di macchine e componenti atti a soddisfare i fabbisogni energetici dell’ospedale secondo dei requisiti di ridondanza tipici del settore. I fabbisogni elettrici della struttura sono coperti in grande misura da un gruppo di motori endotermici alternativi collegati a generatori elettrici, da cui si produce energia elettrica in media tensione. La centrale è collegata alla rete elettrica in alta tensione tramite dei trasformatori MT/AT in modo da poter cedere l’energia prodotta in surplus o di prelevarla in caso di necessità. Alla rete in media tensione dell’ospedale sono collegati dei gruppi elettrogeni che garantiscono assieme ai cogeneratori la piena copertura del carico elettrico in caso di funzionamento in isola della centrale per black-out della rete. L’ospedale è dotato inoltre di un anello elettrico di continuità assoluta alimentato esclusivamente dalla rete elettrica e, in caso di black-out, da dei D-UPS o gruppi di continuità dinamici. La rete in media tensione dell’impianto si dirama quindi in numerose cabine di trasformazione e controllo dell’alimentazione in bassa tensione. Lo schema di figura 3.1, se pur semplificato, aiuta a chiarificare la configurazione descritta.

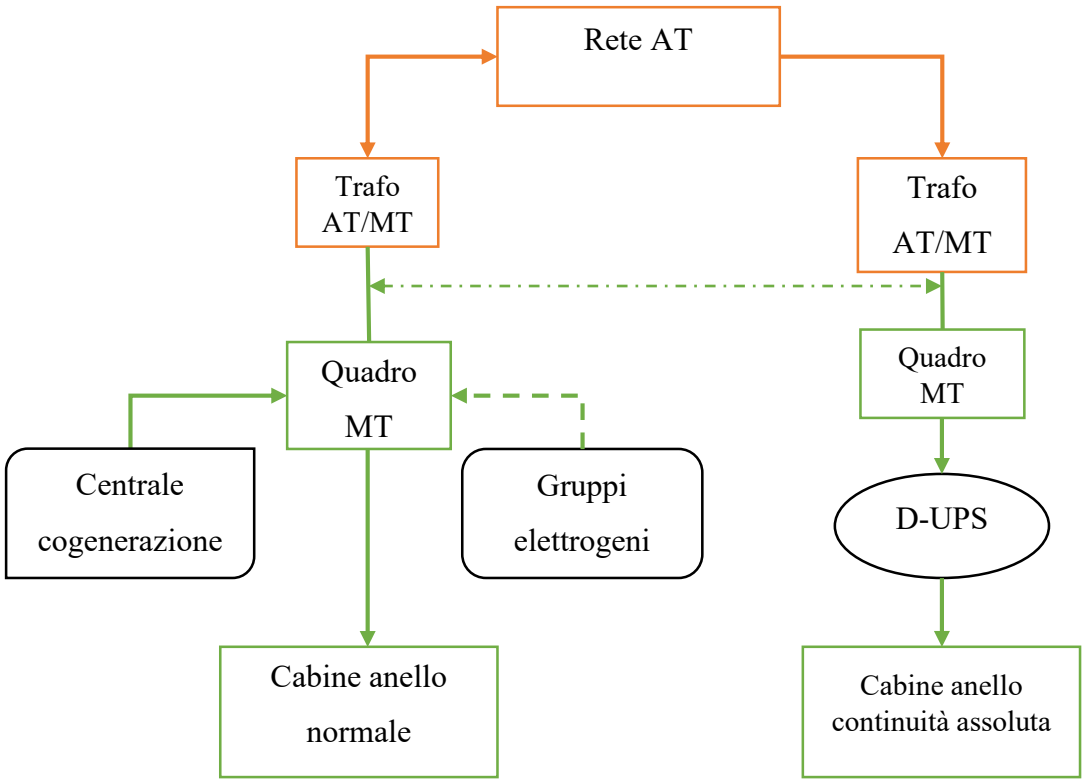

Figura 2.1: schema concettuale della rete elettrica dell'ospedale

Dato che i gruppi di continuità dinamici e il relativo anello sono alimentati esclusivamente dalla rete elettrica nazionale, lo studio si limiterà a considerare soltanto i carichi elettrici relativi all'anello normale. Su questo, infatti, opera la serie di motori a combustione interna alimentati a gas naturale, prelevato dalla rete di distribuzione locale. I gruppi elettrogeni, invece, sono alimentati a gasolio, tenuto in riserva per un funzionamento a piena potenza sopra le dodici ore.

Lo studio parte da un caso base di due cogeneratori da 4,3 MW_{el} ciascuno, con un'efficienza complessiva del 87% circa. La potenza termica è ottenuta recuperando calore a tre livelli di temperatura, elencati in ordine decrescente:

1. Dai fumi di scarico del motore, i quali vengono raffreddati fino a 120°C;
2. Dal circuito di raffreddamento delle camicie motore in serie al circuito di raffreddamento dell'olio motore;
3. Dal secondo stadio dell'aftercooler motore.

Queste sorgenti a diverse entalpie specifiche vengono sfruttate per produrre principalmente vapore saturo a 9 bar e acqua a 90°C. Dall'aftercooler motore si riesce a produrre acqua a 35°C. Gli scambiatori di calore sono disposti come nello schema di figura 3.2 in cui sono evidenziate le temperature di ingresso e uscita dei fluidi in esame.

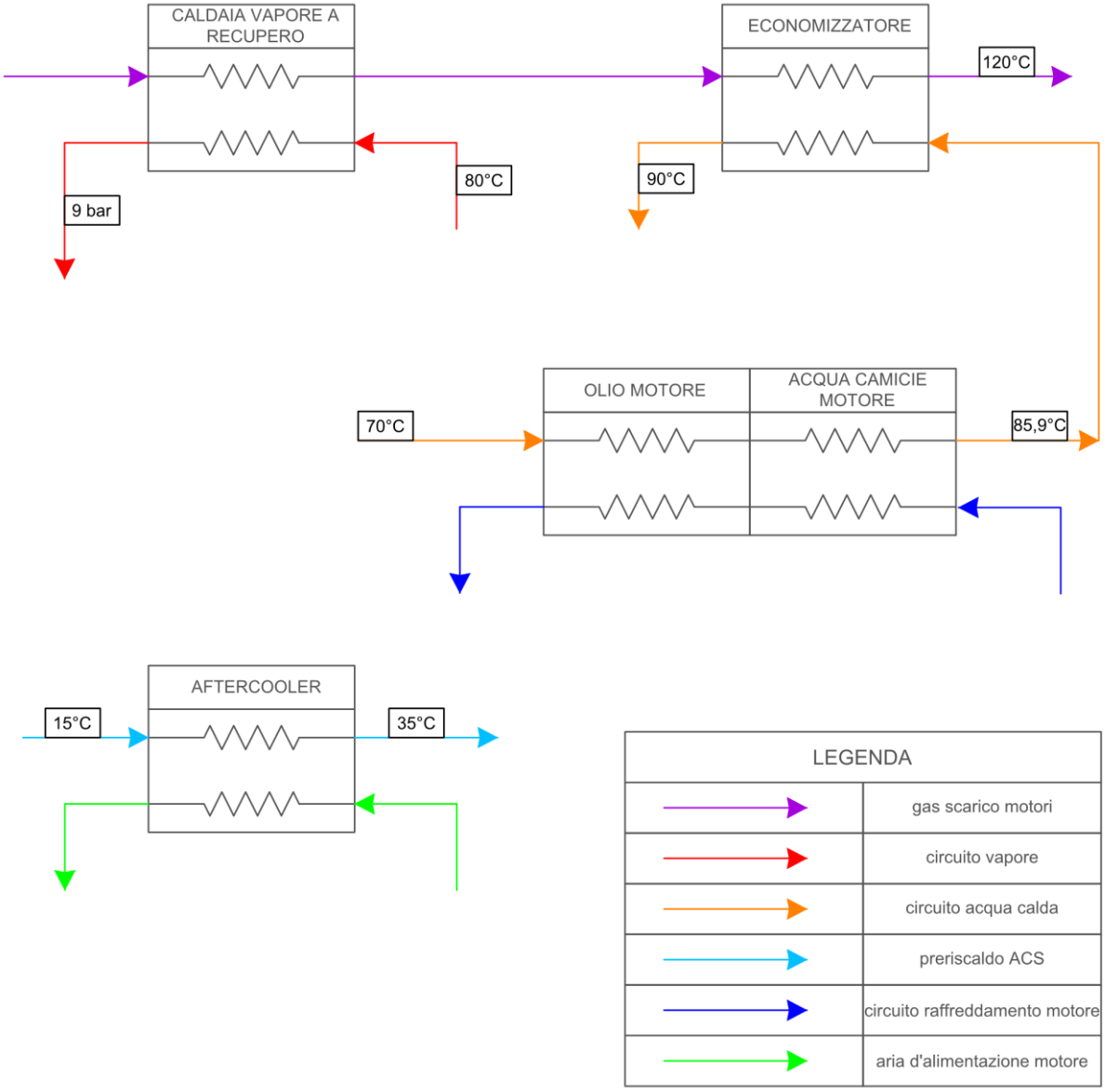

Figura 2.2: schema concettuale di recupero termico dai motori primi

Dallo schema di figura 3.2 si può notare come l'ultima parte del tubo di scarico, all'uscita del generatore di vapore a recupero, sia preposta all'innalzamento termico dell'acqua proveniente dallo scambiatore delle camicie motore. Infatti, questa non potrebbe essere riscaldata ulteriormente in quella parte di circuito per via delle esigenze di raffreddamento del motore. La temperatura di uscita dei fumi di 120°C permette di evitare la condensazione del vapore acqueo contenuto, che in quello stato creerebbe nel tempo problemi di corrosione dovuti ai possibili composti che l'acqua forma con alcuni prodotti di combustione.

L'importanza dell'ottenimento di acqua a 90°C come fluido caldo è dovuta alla presenza di un frigorifero ad assorbimento monostadio, il quale necessita di una temperatura minima di ingresso della sorgente calda generalmente non inferiore a 90°C. Il vapore prodotto dalle caldaie a recupero viene usato sia per ottenere vapore pulito da utilizzare nelle UTA per le operazioni di condizionamento dell'aria, sia per alimentare un frigorifero ad assorbimento bistadio. A differenza dell'assorbitore monostadio, il bistadio utilizza una fonte di calore a più alta entalpia per rigenerare il fluido frigorigeno all'uscita dall'evaporatore, in modo da avere una rigenerazione a due stadi che utilizzi lo stesso fluido come sorgente di calore. Questo permette di ottenere rendimenti più alti, se pur di molto inferiori a quelli ottenibili con una tipica macchina frigorifera a compressione. I prezzi d'acquisto di un assorbitore bistadio sono, a parità di potenza, molto più elevati di quelli di un monostadio, tuttavia, la loro convenienza a medio-lungo termine dipende fortemente dalla disponibilità di risorse e dai fabbisogni del sito di installazione.

I due frigoriferi ad assorbimento sono quindi direttamente collegati alla produzione termica dei cogeneratori come mostrato in figura 3.3. La potenza del monostadio è di 1500 kW frigoriferi con un COP pari a 0,7, quella del bistadio è di 3000 kW frigoriferi con un COP pari a 1,2.

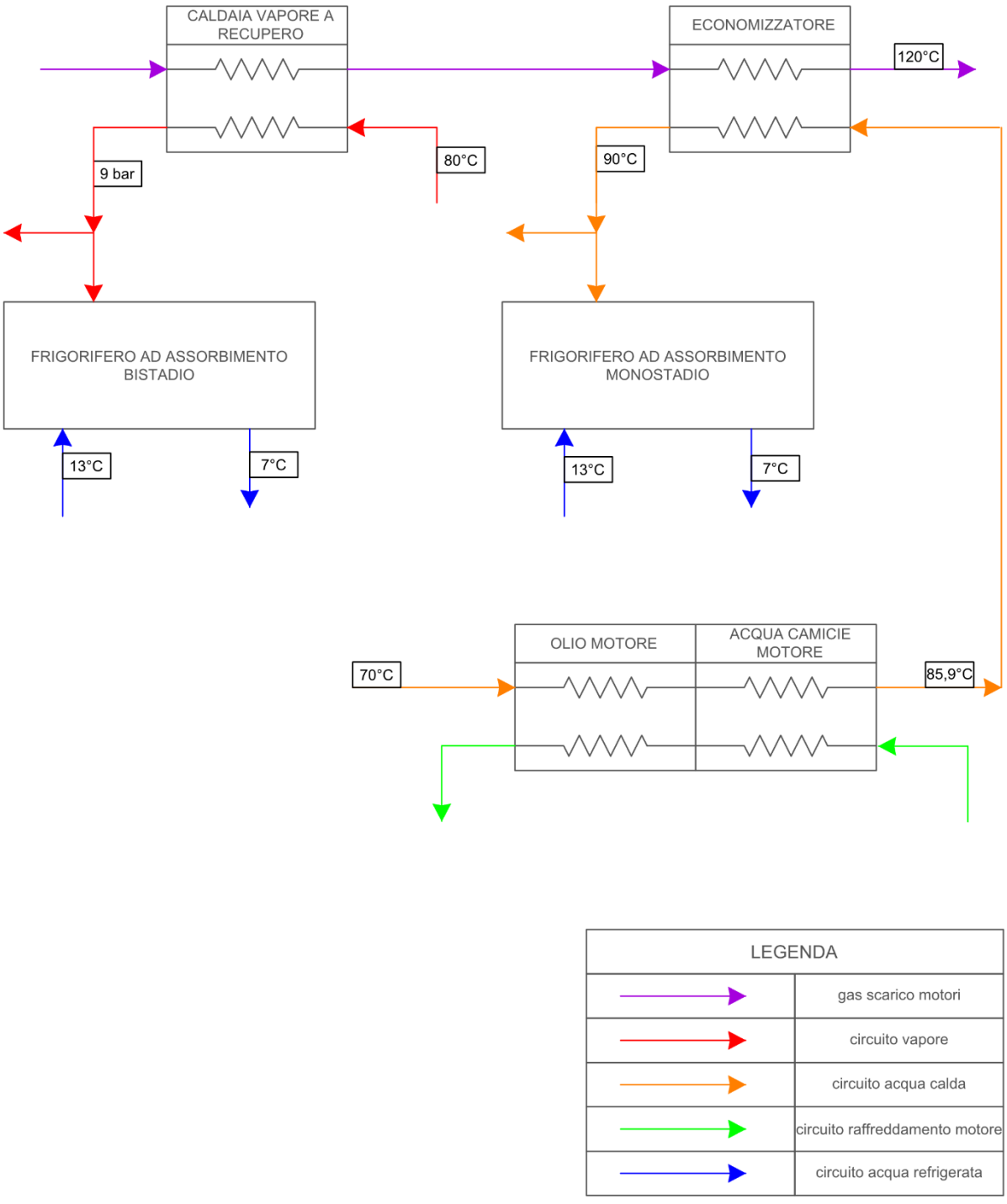

Figura 2.3: schema concettuale di recupero termico con accoppiamento delle macchine frigorifere ad assorbimento

I fabbisogni di energia frigorifera dell'ospedale sono ampiamente soddisfatti anche grazie ad una pompa di calore reversibile, con funzionamento estivo ad una potenza nominale di 2,7

MW_f, e a quattro gruppi frigoriferi a compressione da 4,5 MW_f ciascuno. La potenza frigorifera totale risultante è di 25,2 MW_f, ampiamente sovradimensionata rispetto ai reali fabbisogni dell'ospedale. I motivi del sovradimensionamento sono comunque validi, in quanto nel caso di stato di fermo dell'impianto di cogenerazione i gruppi ad assorbimento verrebbero spenti; inoltre, come accennato in precedenza, l'ospedale può essere soggetto a mutamenti e ampliamenti nel corso del tempo che vanno previsti sin dalle fasi iniziale del progetto.

Nell'ottica di massimizzazione della produzione in assetto cogenerativo dei motori, è stata assegnata precedenza di funzionamento ai frigoriferi ad assorbimento per la produzione dell'energia frigorifera. Questo perché l'idea di base del progetto è quella di far lavorare i cogeneratori con regolazione del carico nella modalità "inseguimento termico". Successivamente, nella descrizione delle fasi della simulazione, verrà chiarito meglio il concetto. A seguire sono posti la pompa di calore reversibile e i frigoriferi a compressione. L'impianto prevede inoltre l'utilizzo di acqua di falda, disponibile presso il sito d'impiego, per il raffrescamento in 'free cooling' dell'aria esterna usata per scopi di ventilazione e dei terminali di raffrescamento della struttura dell'impianto ad aria primaria. Questa fonte, ipotizzata come disponibile tutto l'anno alla temperatura media di 15°C, è considerata rinnovabile e perciò le viene data priorità di funzionamento per gli usi compatibili alla temperatura in cui si trova. Considerata una disponibilità della stessa nella misura di 90 l/s e con una temperatura massima di re-immissione di 20°C, si arriva a sfruttare una potenza frigorifera massima di 1,88 MW circa, con un risparmio energetico ed economico notevole.

Le temperature di produzione dei fluidi frigoriferi dell'ospedale sono fissate a 7°C per tutte le unità, a meno della fonte acqua di pozzo discussa in precedenza. Come 'pozzo termico' ad alta temperatura viene utilizzata acqua (successivamente chiamata 'acqua di torre') contenuta in un circuito aperto collegato ad otto torri evaporative di 30,4 MW complessivi. L'acqua di torre ha una temperatura di mandata supposta costante durante tutto l'anno e pari a 29°C. Per completezza di trattazione si segnala la presenza di due ulteriori gruppi refrigeratori da 800 kW_f per la produzione d'acqua gelida glicolata con temperature di mandata inferiori a quelle presentate. Essendo utilizzati per esigenze particolari dell'ospedale e costituendo una piccola

parte del carico elettrico, il loro contributo ai fini dello scopo del lavoro di tesi viene trascurato.

Come sistemi di produzione d'energia termica, oltre ai cogeneratori, vi sono la pompa di calore reversibile discussa in precedenza e due generatori di vapore. La pompa di calore ha una potenza nominale di 3,3 MW_t e produce acqua calda a 45°C. Essa presenta elevate efficienze di conversione dell'energia e viene utilizzata per sfruttare l'energia elettrica prodotta dall'impianto; per questo motivo la sua attivazione viene posta in prima battuta subito dopo le caldaie a recupero dei cogeneratori. A seguire sono posti quindi i due generatori di vapore, da 6,4 MW_t cadauno. Essi producono vapore saturo a 9 bar, sono alimentati a gas naturale in condizioni di normale funzionamento e a gasolio in casi di necessità, con una riserva di 60 m^3 in grado di alimentarli a pieno carico per due giorni consecutivi. Il loro funzionamento è di supporto nelle ore di picco di richiesta termica. Al vapore è assegnato quindi il compito, come fluido termovettore, di garantire la funzionalità del complesso ospedaliero in caso di indisponibilità delle altre fonti. Sono previsti, infatti, scambiatori di calore vapore-acqua calda per integrazione o per i casi d'emergenza per tutti gli altri circuiti dove non è richiesto il vapore. Anche per questo caso, il sistema di produzione del calore è appositamente sovradimensionato rispetto alle reali esigenze dell'ospedale, analogamente a quanto visto per la parte d'impianto di produzione dell'energia frigorifera.

Infine, la pompa di calore reversibile viene fatta lavorare in inverno in 'trasferimento di calore', cioè sfruttando il prelievo di energia termica che avviene all'evaporatore con l'utilizzo dell'acqua di ritorno dal circuito 'acqua refrigerata'. In questo modo si ottiene un doppio effetto utile: la produzione combinata di energia termica e frigorifera, che altrimenti andrebbe persa. Ciò è possibile soltanto grazie al fatto che l'ospedale presenta notevoli carichi endogeni e per questo motivo ha delle esigenze di raffrescamento anche durante la stagione invernale. Il particolare della pompa di calore in trasferimento di calore è mostrato nella figura 3.4.

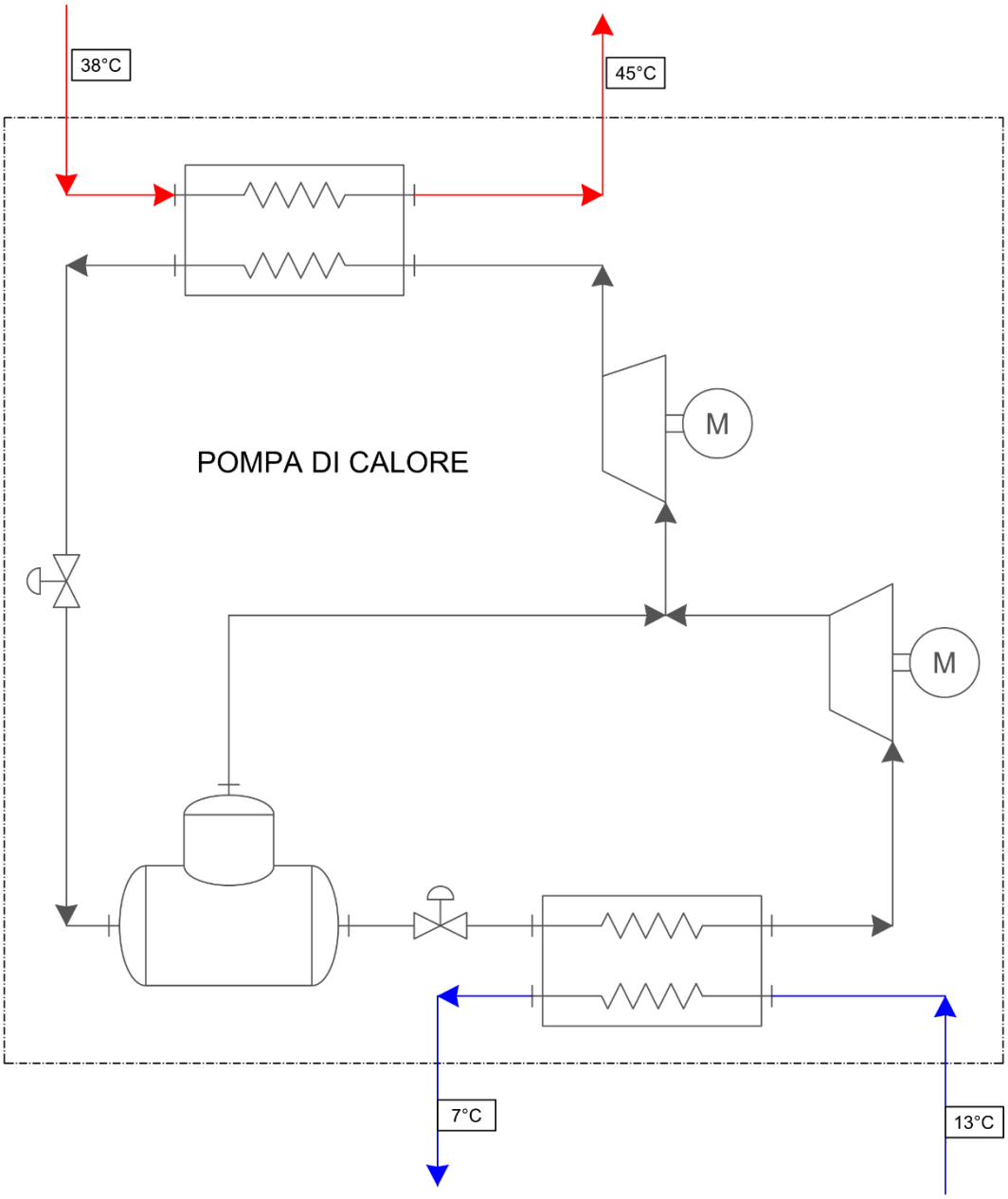

Figura 2.4: schema della pompa di calore in 'trasferimento di calore'

2.2 I terminali d'utenza

Discussi i componenti dell'impianto e le relative modalità di regolazione preliminari, vengono presentati i terminali lato utenze a cui fanno capo i componenti stessi. La valutazione dei livelli termici di accoppiamento tra i fluidi termovettori è di primaria importanza per non incorrere in situazioni di utilizzo errato delle macchine e delle risorse.

La struttura ospedaliera presenta dei sistemi di condizionamento dell'aria e degli ambienti diversi a seconda delle aree da servire. I sistemi usati sono del tipo ad aria primaria o sistemi aria/acqua e a tutt'aria o sistemi aria/aria. Il sistema ad aria primaria utilizza aria per le funzioni di deumidificazione e ventilazione dei locali, e acqua per il riscaldamento/raffrescamento delle zone. Il sistema a tutt'aria utilizza solo aria sia per le funzioni di deumidificazione e ventilazione, sia per il condizionamento dei locali. Questi sistemi si servono di Unità di trattamento dell'aria (UTA) per operare le trasformazioni termodinamiche necessarie a mantenere le condizioni operative previste durante tutto l'anno.

I terminali usati per il condizionamento degli ambienti serviti dal sistema aria/acqua sono pannelli radianti, travi fredde e ventilconvettori, con temperature invernali di mandata di 36°C. Questi terminali insieme alle batterie di riscaldamento delle UTA lavorano, come noto, a bassa temperatura e sono alimentati da una rete d'acqua calda a 45°C. La temperatura è scelta in modo da avere un adeguato salto termico agli scambiatori e da poter essere alimentata direttamente dalla pompa di calore in funzionamento invernale. La fonte primaria di energia termica per la rete è costituita però dai motori, tramite il circuito di recupero del calore a bassa temperatura che lavora a temperature di 90°C per la mandata e 70°C per il ritorno. E' previsto per i casi di necessità uno scambiatore di calore collegato al circuito del vapore. Il vapore usato negli scambiatori di integrazione o emergenza proviene dalla centrale termica, in cui è prodotto a 9 bar in condizioni di saturazione. Questo viene però espanso fino alla pressione di 5 bar in un collettore prima di essere effettivamente utilizzato negli scambiatori posti a valle.

La sezione di umidificazione delle UTA utilizza vapore 'pulito' in condizioni di saturazione alla pressione di 3,5 bar. Questo viene prodotto da acqua liquida osmotizzata e pre-trattata utilizzando uno scambiatore collegato con il vapore a 9 bar proveniente dalla centrale termica. Questa soluzione permette di utilizzare tubazioni per il circuito primario dell'acqua che non rispettino requisiti stringenti di contaminazione dell'acqua stessa. Inoltre, la separazione dei fluidi consente di mantenere un circuito chiuso di scambio del calore che usi la stessa acqua, con un livello termico di ritorno dalle condense abbastanza elevato rispetto a quello dell'acqua disponibile dalla rete idrica. Vapore saturo a 9 bar viene utilizzato anche come sorgente termica per le batterie di riscaldamento dell'impianto a tutt'aria e per le batterie di

post-riscaldamento di tutte le UTA. Le figure 3.5 e 3.6 mostrano i collegamenti tra le parti in relazione al fluido caldo.

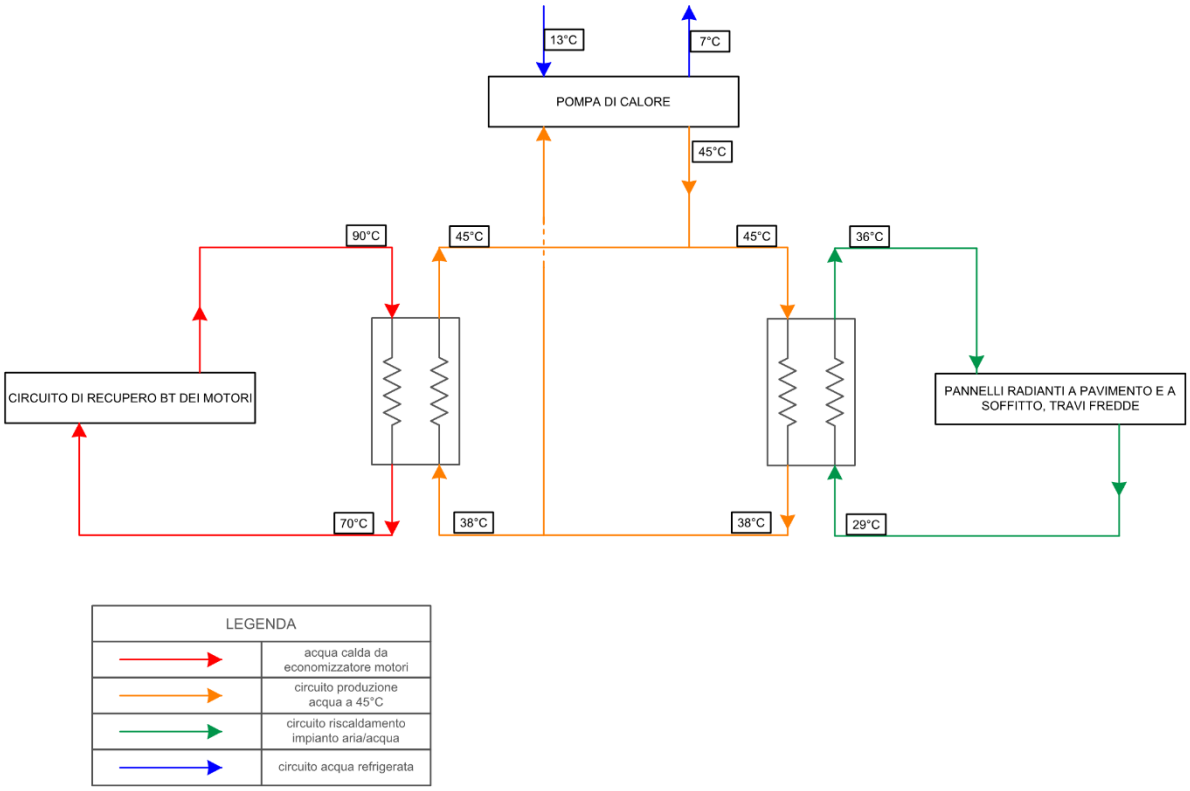

Figura 2.5: schema semplificato del circuito termico a bassa entalpia specifica

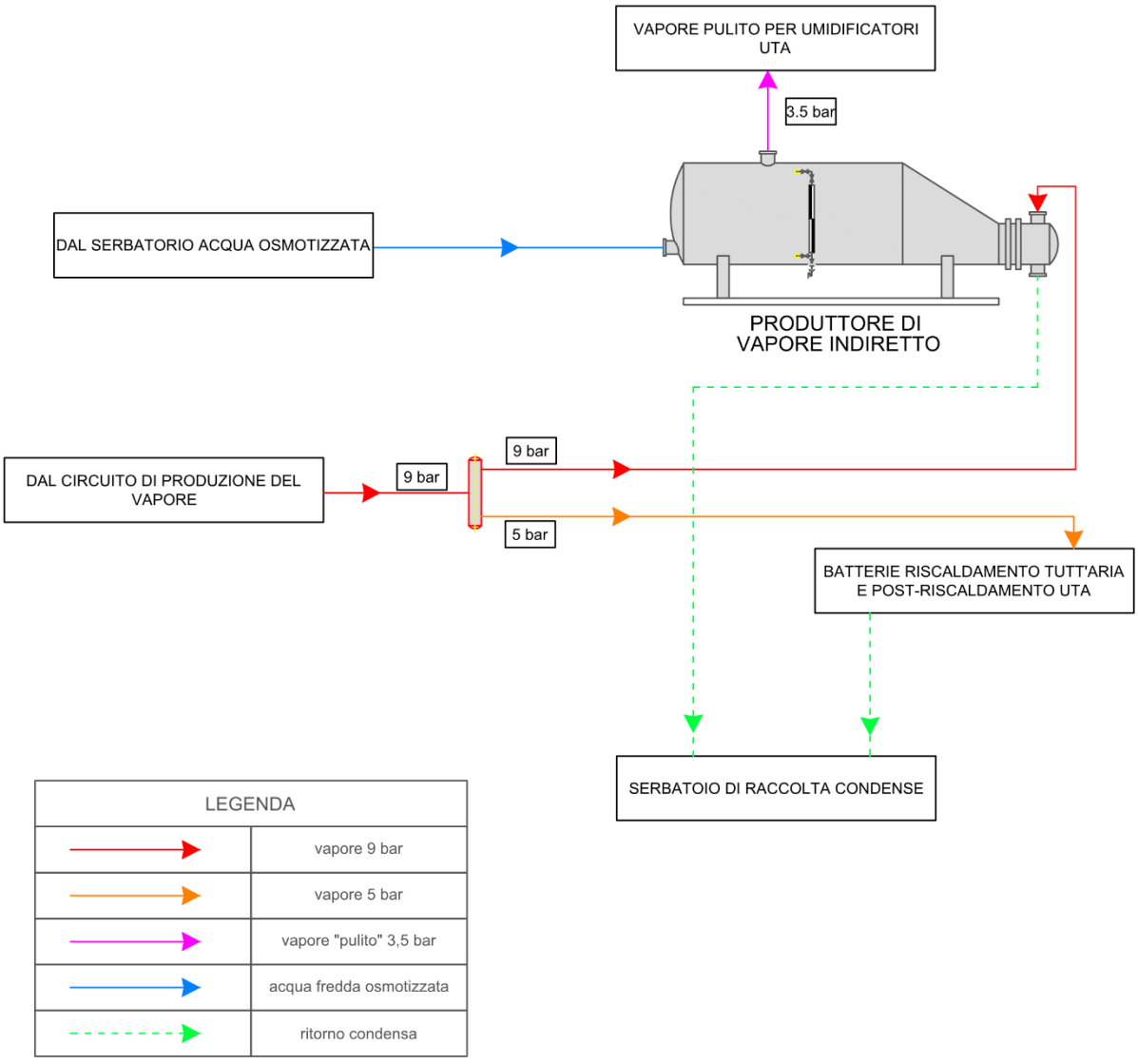

Figura 2.6: schema semplificato del circuito termico ad alta entalpia specifica

Gli stessi terminali utilizzati per il riscaldamento della struttura dall'impianto ad aria primaria lavorano, quando necessario, con acqua refrigerata ad 'alta temperatura' e cioè di 16°C per la mandata e di 19°C per il ritorno. Questo permette loro un accoppiamento, se pur parziale, con la fonte acqua di falda che è presente alla temperatura di 15°C. Anche per le UTA è previsto l'utilizzo dell'acqua di falda, a seconda dei fabbisogni delle batterie di raffreddamento. In ogni caso va rispettata la condizione di mantenimento della temperatura massima di ritorno dell'acqua di 20°C e le condizioni di compatibilità di utilizzo alle diverse temperature di sfruttamento della fonte. Lo schema funzionale di figura 3.7 illustra oltre gli

accoppiamenti tra i terminali che utilizzano la fonte “fredda” anche l’ubicazione delle valvole e dei sistemi di regolazione del complesso.

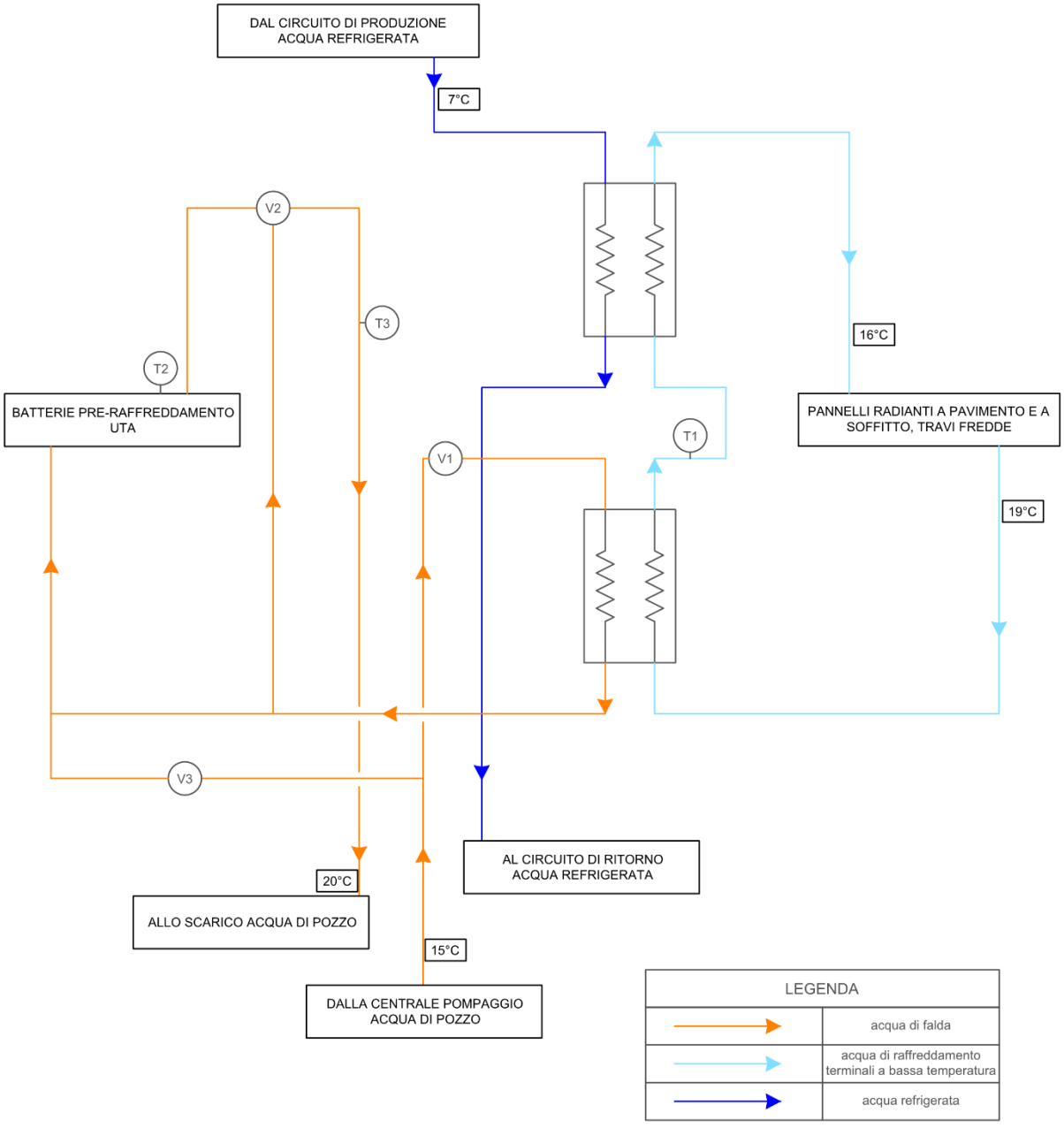

Figura 2.7: schema funzionale di accoppiamento dei fluidi freddi dell’impianto

L’acqua proveniente dalla falda passa attraverso un primo scambiatore di calore, in cui viene raffreddata l’acqua refrigerata per i pannelli e le travi fredde. Sul primario il salto termico è di 3°C, così come nel secondario dove l’acqua refrigerata passa da 19°C a 16°C nel

caso di totale copertura del carico. La portata è regolata dalla valvola V1, modulata in funzione della temperatura misurata in T1. L'acqua di falda in uscita dallo scambiatore viene quindi inviata alle batterie di raffreddamento delle UTA. Se la temperatura dell'aria a valle della batteria di raffreddamento T2 è maggiore della temperatura soglia impostata, la valvola motorizzata a tre vie V2 apre e modula il collegamento con l'acqua di falda in uscita dal primo scambiatore. Nel caso in cui la temperatura T2 rimanesse fuori soglia e non si dovesse utilizzare tutta la portata d'acqua disponibile per l'acqua refrigerata per i pannelli e le travi fredde, la valvola V3 aprirebbe il collegamento con la fonte a 15°C. Infine, per mantenere il controllo sulla temperatura di ritorno dell'acqua di falda, che deve essere minore di 20°C, si monitora la temperatura in T3. Se il valore in T3 dovesse superare il massimo si chiuderebbe prima la valvola V2 e in successione la valvola V3. Nel caso in cui la fonte acqua di falda non fosse sufficiente a soddisfare le esigenze sia dei terminali che delle UTA entrerebbero in funzione i gruppi frigoriferi, i quali producono acqua refrigerata a 7°C, compatibile con tutti gli usi di raffrescamento previsti.

Nella simulazione sono stati adottati dei criteri di regolazione del funzionamento dell'acqua di pozzo che fossero un compromesso tra la regolazione reale per come descritta sopra con misurazione puntuale della temperatura e l'applicabilità nel foglio di calcolo. In particolare, è stata mantenuta la priorità di utilizzo della fonte per il raffrescamento in 'free colling' delle pareti e travi fredde; quindi si è suddivisa la portata d'acqua di falda totale in due per il successivo passaggio nelle batterie di raffreddamento delle UTA: quella disponibile a 18°C, proveniente dal primo scambiatore, viene utilizzata soltanto con temperature dell'aria minime di 20°C alle sezioni di recupero termico; quella disponibile a 15°C viene utilizzata con temperature dell'aria minime di 17°C. In questo modo si assicura una minima differenza di temperatura tra i due fluidi per rendere effettivo lo scambio termico.

L'acqua calda sanitaria (ACS) viene prodotta a 70°C, anche se successivamente distribuita alle utenze a temperature inferiori, scelta operata per prevenire la formazione di colonie di legionella. Essa viene preriscaldata a 35°C dallo scambiatore di recupero 'aftercooler' dei motori endotermici e quindi portata a regime essenzialmente da vapore. In particolare, il sistema di produzione dell'ACS è collegato ad un circuito di acqua a 80°C, prodotta da un apposito sistema di recupero del vapore di flash delle condense. Le condense dell'impianto

sono convogliate difatti in dei serbatoi di raccolta per sfruttare al meglio il loro contenuto energetico prima della re-immissione nei circuiti. La potenza massima recuperabile da questo sistema è pari a 1,92 MW_t con un recupero di circa il 13% del vapore utilizzato a 9 bar e del 10% di quello a 5 bar. Oltre al collegamento col circuito di recupero del calore dalle condense, l'ACS viene prodotta tramite un collegamento col vapore prodotto dalle centrali. Lo schema di figura 3.8 illustra i collegamenti dei fluidi discussi per la produzione dell'acqua calda sanitaria e per il preriscaldamento dell'acqua fredda osmotizzata.

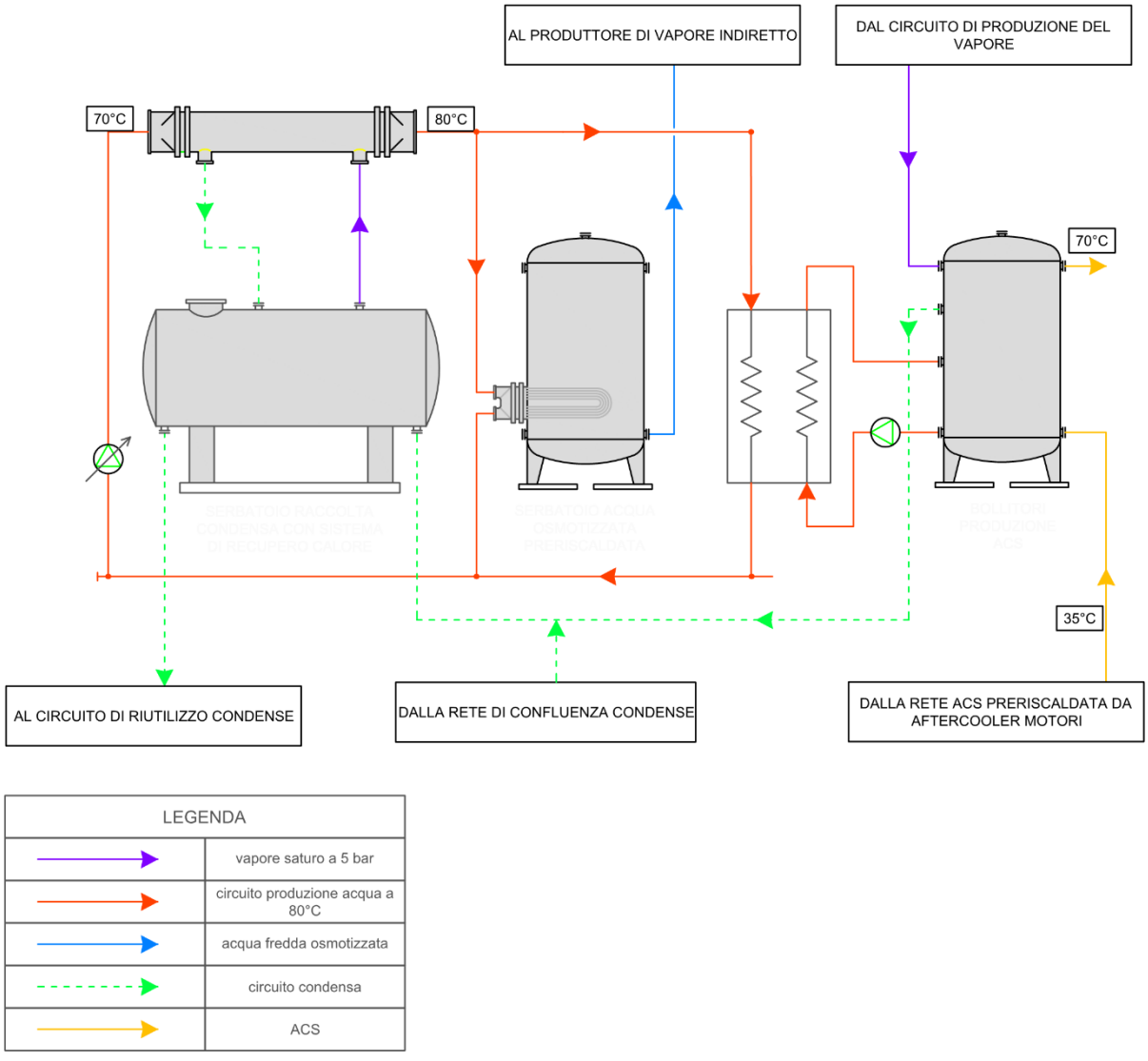

Figura 2.8: schema concettuale di produzione dell'ACS

L’impianto di riscaldamento a radiatori o scaldasalviette è servito da acqua a 65°C. Esso è collegato con uno scambiatore di calore al circuito d’acqua calda a 80°C discusso in precedenza, inoltre è provvisto di uno scambiatore di integrazione o riserva alimentato da vapore saturo a 5 bar. Ai fini della simulazione energetica, considerato che il sistema di terminali è realizzato soltanto in alcuni servizi igienici dell’ospedale, il suo contributo al carico termico totale è stato ritenuto trascurabile. Questa approssimazione non porta però ad una sottovalutazione complessiva del carico in quanto si è attribuito il suo apporto agli altri sistemi di riscaldamento in base alla locazione dei servizi e quindi alla vicinanza con gli impianti.

3 La simulazione dinamica

Nella valutazione della convenienza di un impianto energetico sta assumendo crescente importanza, nel corso degli anni, lo studio in regime dinamico del funzionamento dell'impianto stesso in relazione alle utenze a cui è collegato [11], [12]. Ciò è dovuto principalmente allo sviluppo tecnologico delle macchine di calcolo moderne, che hanno favorito la realizzazione di software di simulazione sempre più affidabili ed 'user friendly'. Al giorno d'oggi, infatti, è possibile simulare in tempi ragionevoli il comportamento di componenti e sistemi complessi nelle tre dimensioni spaziali e in condizioni dinamiche per archi temporali dell'ordine dell'anno, con timesteps dell'ordine della decina di minuti. Questa precisione d'impiego si traduce in risultati più fedeli alla realtà e permette quindi di fare delle valutazioni energetico-economiche più accurate, motivo per il quale è stata eseguita l'analisi dinamica per il corrente studio.

Pur avendo con questi mezzi il controllo puntuale dei parametri di analisi del sistema, bisogna però tenere presente che le ipotesi su cui si basano i modelli dei programmi possono discostarsi anche di molto dalla realtà. Per ciò sono stati usati dei criteri di studio dell'impianto e di valutazione dei carichi energetici ponderati e differenziati in base ai dati in possesso sul progetto e in base al loro peso energetico sul totale, come meglio verrà chiarito in seguito. L'adozione di analisi diversificate in uno studio di sistema introduce anch'essa degli errori nell'aggregazione dei risultati. Questi errori sono comunque minori di quelli che si avrebbero con l'approccio di singola analisi complessiva, che avrebbe un livello di dettaglio dei dati che sarebbe il minore tra quelli a disposizione per lo studio del sistema.

Lo studio di ottimizzazione dell'impianto di cogenerazione richiede primariamente la conoscenza dei carichi termici, frigoriferi ed elettrici dell'utenza da servire. Per un edificio non ancora esistente la definizione dell'andamento temporale dei carichi può rivelarsi complessa, proprio per via del fatto che non sono possibili misurazioni. La capacità del progettista di fare ipotesi congrue diventa quindi cruciale; per questo aspetto si è usufruito, oltre che del materiale disponibile in letteratura, della vasta esperienza dell'azienda Prodim s.r.l. che segue il progetto da vicino. Definiti quindi i carichi su base oraria per l'intero anno solare, si è proceduto con la simulazione del funzionamento dell'impianto di trigenerazione secondo la configurazione di motori primi scelti.

Nei seguenti paragrafi verranno illustrate le procedure di definizione dei carichi energetici del complesso. Nella trattazione, lo studio del carico frigorifero viene accorpato a quello termico, per poi essere ripartito tra i carichi termico ed elettrico in base alla fonte di energia richiesta dal tipo di impianto utilizzato. Infine verranno presentate le logiche di simulazione e i criteri di regolazione dell'impianto.

3.1 Il carico termico

Nel caso della struttura ospedaliera presa in esame, il carico termico va suddiviso in due parti che per ragioni tecniche e progettuali devono essere distinte: la parte relativa alla richiesta termica ad alta entalpia specifica e la parte relativa alla richiesta termica a bassa entalpia specifica. Nella fattispecie si fa riferimento alla richiesta di vapore saturo a 9 bar e a quella di acqua a 90°C per gli usi descritti nel capitolo precedente. La distinzione è molto importante poiché la capacità dei motori a combustione interna di recuperare calore ad alta temperatura è limitata rispetto al recupero termico totale effettuabile. Perciò è stata posta particolare attenzione alla separazione dei fabbisogni, rispettando le esigenze progettuali delle macchine e dei terminali. Per ragioni di semplicità i due carichi verranno nominati rispettivamente ad "alta temperatura" e a "bassa temperatura".

Gli impianti di condizionamento e climatizzazione della struttura, come anticipato in precedenza, si occupano attraverso le UTA di garantire il mantenimento dei livelli termoigrometrici e di ricambio d'aria di progetto. Le trasformazioni termodinamiche sono operate a spese di energia termica/frigorifera a diversi livelli di temperatura. Dovendo immettere in ambiente aria esterna, quantomeno per le esigenze di ventilazione, i fabbisogni di energia sono fortemente legati alla sua temperatura, che varia continuamente nel corso dell'anno. L'analisi dinamica consente di tenere conto di questi aspetti grazie alla presenza di database di temperatura ambiente orari di numerose città.

Pur adottando sistemi di riduzione dei consumi, quali recuperatori di calore a flussi incrociati, la richiesta di energia termica per la produzione di vapore pulito e per le batterie di riscaldamento e post-riscaldamento dell'aria sono in genere molto elevate per strutture dalle grandi volumetrie e costituiscono circa l'80% del carico termico complessivo dell'edificio. La

restante parte del carico è relativa perlopiù alle perdite, o guadagni nel caso opposto, dell'involucro.

Per studiare il comportamento in regime dinamico della struttura si è utilizzato un software commerciale, "DesignBuilder". Il programma permette di creare un modello virtuale tridimensionale dell'edificio e di realizzare simulazioni energetiche ad hoc. DesignBuilder è essenzialmente un'interfaccia grafica che si serve di EnergyPlus come motore per le simulazioni. Il vantaggio principale è quindi quello di utilizzare un programma affermato e dettagliato come EnergyPlus senza fare ricorso alla digitazione di stringhe di comando. Il programma permette di importare o creare, tramite dei comuni strumenti di disegno tecnico, un edificio e attribuire ad esso delle caratteristiche di costruzione, attività, illuminazione e funzionamento dei sistemi di condizionamento che consentono di descriverlo in modo particolareggiato. La costruzione dell'edificio avviene tramite l'aggiunta e modifica di blocchi, i quali possono essere suddivisi in zone dagli attributi personalizzabili. Il modello ha una struttura gerarchica, per cui è possibile definire delle caratteristiche comuni a più zone o blocchi. L'edificio viene localizzato in uno dei numerosi luoghi presenti nel database dei dati climatici, in particolare il più vicino alla sede reale, in modo da potere effettuare i calcoli con temperature esterne più simili possibili alla realtà. Ogni zona dell'edificio deve essere completamente definita secondo le caratteristiche elencate sopra. Segue una breve descrizione di queste:

- Attività: riguarda il tipo di attività che vengono svolte nella struttura, quindi nella specifica zona considerata. Si tratta di definire il livello di occupazione dei locali, gli apporti endogeni, gli orari di attività e di accensione degli impianti e tutto ciò che è legato alle attività eseguibili nell'ambiente. Da questo layer dipendono molti altri, che sfruttano le informazioni inserite per una regolazione automatizzata delle informazioni.
- Costruzione: riguarda la definizione delle stratigrafie di mura, pavimenti, soffitti e qualsiasi altra parte opaca dell'edificio dal punto di vista termico. Comprende anche un campo per le eventuali infiltrazioni d'aria esterna.

- Aperture: definisce le finestre, porte e qualsiasi tipo di apertura sulle facciate. Comprende la definizione di ombreggiature e del grado di apertura degli elementi mobili.
- Illuminazione: definisce tutto ciò che riguarda l'impianto di illuminazione dal punto di vista energetico, funzionante secondo quanto impostato sul layer 'attività'.
- HVAC: definisce i criteri per la regolazione di temperatura e umidità interni con sistemi fittizi di riscaldamento e raffrescamento, inclusa la ventilazione naturale. Definisce inoltre i consumi di acqua calda sanitaria con programmi di funzionamento temporali in accordo con i regimi stabiliti nella sezione 'attività'.

Il programma contiene un'ampia scorta di modelli di riferimento per svariate applicazioni, utili per analisi rapide o per confronto. Una volta definiti gli attributi delle zone si passa alla simulazione vera e propria, che può produrre risultati molto dettagliati, anche a livello delle singole superfici, per tutta la durata del periodo di investigazione.

Nel caso studio si è scelto di affidare al software soltanto la parte di calcolo relativa ai carichi termici e frigoriferi sensibili dell'edificio, poiché l'impianto HVAC dell'ospedale è vario e complesso al punto da non essere fedelmente rappresentabile dal programma. Gli ulteriori fabbisogni di energia termica e frigorifera per le UTA sono stati quindi dedotti da calcoli separati che tenessero in considerazione la presenza di recuperatori di calore e la distinzione tra l'impianto ad aria primaria e a tutt'aria. La scelta di operare nei due modi distinti è dettata inoltre dal fatto che non si è in grado di separare il fabbisogno di vapore da quello di acqua calda dai risultati del programma. Nei calcoli svolti a parte si tiene comunque conto dei dati climatici usati dal programma per la simulazione.

Si è studiato il funzionamento degli impianti HVAC della struttura prendendo come base i dati di portate d'aria di progetto dei rispettivi impianti. Nella definizione dei fabbisogni energetici delle UTA si è tenuto conto dell'entalpia e dell'umidità specifica dell'aria nei diversi stadi, applicando le regole di accoppiamento con la risorsa acqua di falda con i criteri di compatibilità delle temperature descritti precedentemente. In generale, dal punto di vista energetico, la differenza sostanziale dell'impianto ad aria primaria rispetto a quello a tutt'aria è che, nel primo, l'aria primaria viene sfruttata per soddisfare la richiesta di raffrescamento se

la sua temperatura è inferiore di quella degli ambienti interni da servire. In questo modo si ottiene un contributo minorativo al carico frigorifero, favorendo il risparmio energetico.

L'edificio ospedaliero è stato rappresentato nelle tre dimensioni dall'azienda attraverso un software CAD e quindi importato in DesignBuilder. Alcune modifiche e correzioni della struttura, operate con lo stesso programma, hanno portato a definire l'edificio nella sua forma completa, visibile nelle figure 4.1 e 4.2.

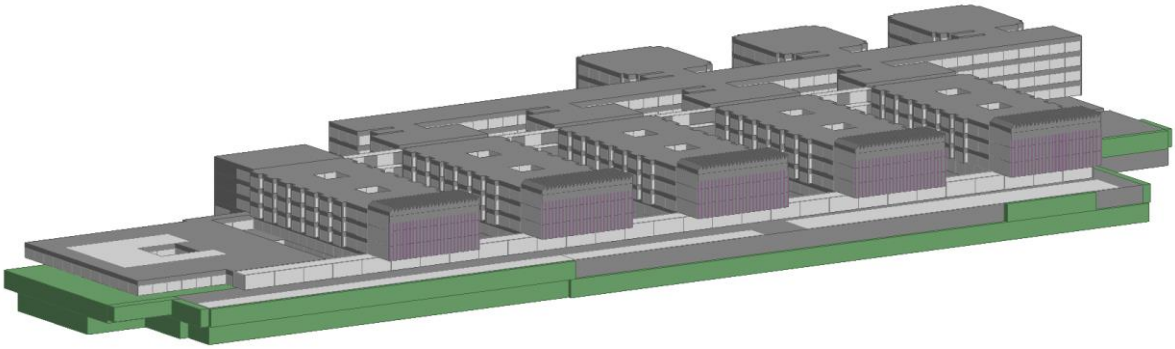

Figura 3.1: rappresentazione tridimensionale dell'edificio ospedaliero su DesignBuilder. Vista 1.

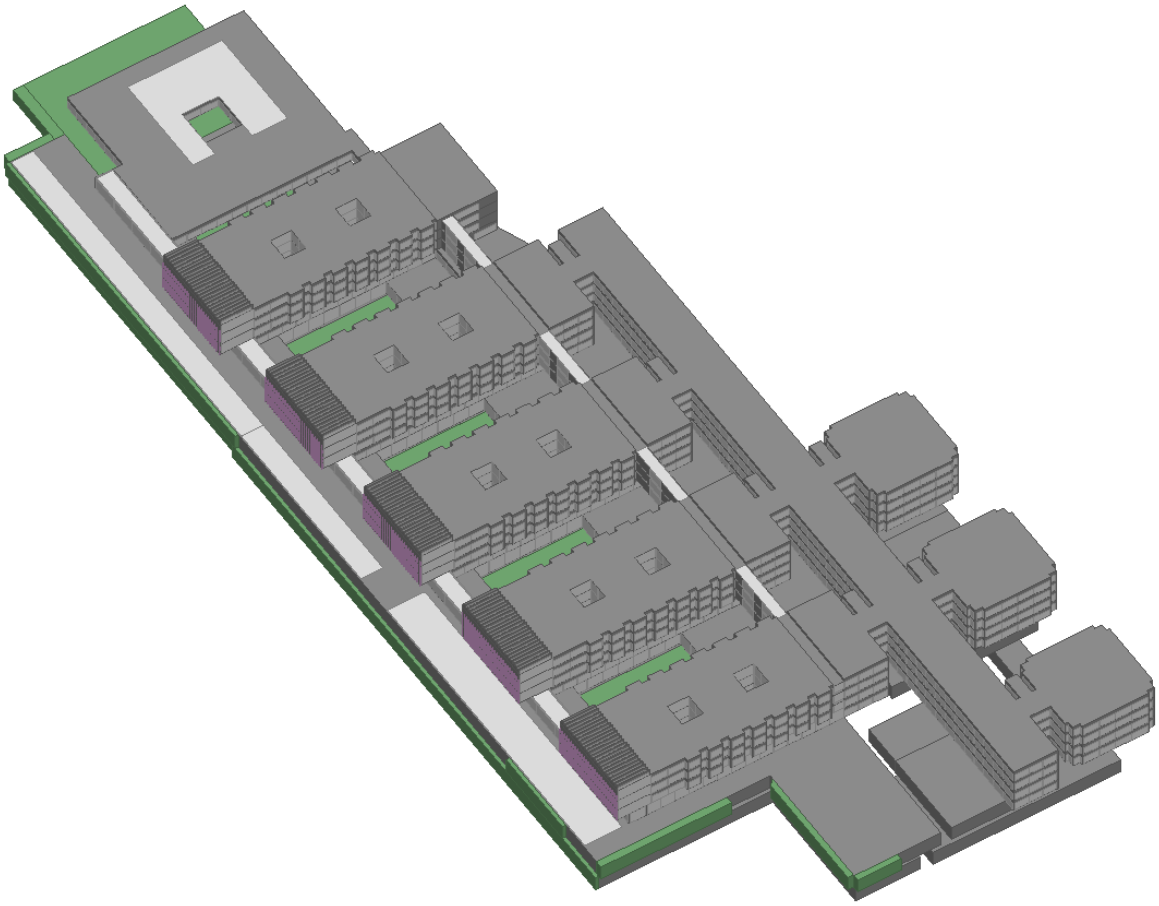

Figura 3.2: rappresentazione tridimensionale dell'edificio ospedaliero su DesignBuilder. Vista 2.

Le parti in verde visibili nelle figure 4.1 e 4.2 indicano porzioni di terreno che servono al programma per definire le eventuali condizioni di adiacenza tra le pareti esterne dell'edificio ed il terreno stesso. Gli elementi opachi sono rappresentati in grigio scuro e quelli trasparenti in grigio chiaro. La costruzione, pur essendo semplificata, presenta un elevato numero di superfici, per cui si è dovuto mantenere un numero di zone minimo, che fosse strettamente sufficiente a rappresentare i volumi d'occupazione associati in modo ragionevolmente simile alla realtà. Ad esempio, i blocchi delle degenze tra il primo e l'ultimo piano sono stati suddivisi ciascuno in due zone: una rivolta a Nord e l'altra a Sud. Un'ulteriore suddivisione degli spazi interni con l'aggiunta di numerose zone avrebbe portato alla creazione di un modello troppo complesso per le macchina di calcolo disponibile. Nondimeno, pur essendo dotati di una macchina abbastanza potente il programma talvolta era notevolmente

‘appesantito’ al punto da andare in errore e chiudersi. Pur avendo riscontrato questo tipo di ostacoli si è riusciti a definire in modo esaustivo il modello e a portare avanti molteplici simulazioni.

Nella fase iniziale si è provveduto a definire i materiali delle varie superfici in modo da ottenere dei comportamenti equivalenti delle costruzioni virtuali dal punto di vista termico a quelle reali, conoscendo le stratigrafie della struttura. Si è ottenuto ciò tramite l’imposizione di una resistenza termica equivalente e del fattore di assorbimento solare per le facciate esterne. Dove possibile si è aggiunto il valore di resistenza alla diffusione del vapore. Valori tipici di trasmittanza termica equivalente usati per i componenti opachi sono riportati in tabella 4.1.

Tabella 3.1: trasmittanza termica equivalente tipica di alcune superfici opache

	Muri esterni	**Pavimenti esterni**	**Soffitti**
U_e (W/m^2/K)	0,3	0,3	0,2

I componenti finestrati, definiti nella sezione ‘aperture’, sono stati creati in base alla percentuale di superficie che occupa la parete. Oltre ai valori di trasmittanza termica equivalente del vetro, usata come per i componenti opachi, si è tenuto conto della presenza dei serramenti come elementi conduttivi. Si è scelto quindi di aumentare del dieci percento il valore di trasmittanza termica per tenere conto dei ponti termici. Altri fattori determinanti per la definizione esaustiva di questi componenti sono il fattore di trasmittanza solare e il fattore di oscuramento dei tendaggi. Il primo fattore è stato supposto costante sullo spettro solare, in assenza di ulteriori dati specifici. Il secondo fattore, che tiene conto della percentuale di vetro oscurata da tendaggi esterni, equivale a 1 nel periodo invernale e a circa 0,3 nel periodo estivo. Nel software è stato possibile implementare parzialmente questa situazione con una funzione di oscuramento parziale che si attiva automaticamente quando il valore di irraggiamento solare supera la soglia di 120 W/m^2 sulla superficie considerata. I parametri descritti influiscono direttamente sugli apporti solari che si hanno nei periodi di luce.

Definite le stratigrafie della struttura si è passati alla definizione dei livelli di occupazione dei locali. Ciò viene impostato nella sezione ‘attività’ che permette di regolare anche i periodi

di funzionamento degli impianti, in accordo con le scelte effettuate sulle attività delle zone. La definizione della destinazione d'uso del locale permette anche di variare il tipo di impianti e macchinari in utilizzo, agendo principalmente sui valori di potenza degli stessi. L'insieme di questi fattori determina il carico termico endogeno nel tempo. Ad ogni zona è stata quindi assegnata un'attività di riferimento dal database contenente quelle per ospedali. Ad esempio i reparti di radioterapia o terapia intensiva, localizzati in apposite zone del primo piano interrato, sono stati contraddistinti appositamente per tenere conto dei macchinari ad elevata potenza presenti. Quindi si sono imposti gli intervalli orari di occupazione delle zone in accordo con i dati disponibili sull'ospedale. Per l'illuminazione della struttura si è usato il template 'LED' che prevede l'utilizzo di apparecchi dal minor consumo di energia tra quelli disponibili nel database. La sezione HVAC è stata attivata soltanto per le funzioni di riscaldamento e raffrescamento dei locali, ad eccezione di alcuni locali tecnici a disposizione nei piani interrati. Dovendo l'impianto far rispettare delle condizioni termoigrometriche precise, si è scelto di operare un controllo sulla temperatura ambiente interna, mantenuta costante a valori predefiniti per ogni locale. Per il periodo invernale si sono adottate temperature minime di soglia dai 20°C ai 24°C e per il periodo estivo temperature massime attorno ai 25°C, a seconda della zona. Questi valori sono riportati in tabella 4.2.

Tabella 3.2: temperature dell'aria dei locali

Ambiente	Temperatura inverno (°C)	Temperatura estate (°C)
Sale operatorie	24 +/- 1	24
Locali annessi sale operatorie	24	24
Terapia intensiva	24	24
Radioterapia	24	24
Laboratori normali	22	26
Laboratori speciali	24	24
Camere bianche	24	24
Pronto soccorso/ambulatori e locali annessi	22	26
Camere di degenza	24	25
Accettazione, attesa	20	26
Uffici/didattica	20	26
Corridoi	20	26
Magazzini	15	NC
Servizi igienici	20	NC
Attività ricettive/commerciali	20	26
Aree generiche	20	NC
Obitorio	≤ 18	≤ 18

La sigla ‘NC’ presente in tabella 4.2 sta per ‘non classificato’, cioè non è attivo alcun impianto per quella funzione di raffrescamento. Gli impianti di condizionamento vengono quindi attivati dal software quando la temperatura interna ambientale esce dai valori limite. L’edificio, definito completamente, è pronto per la simulazione. Il programma consente di

fare una simulazione preliminare dell'edificio per il giorno più freddo del periodo invernale e per il più caldo del periodo estivo, in modo da verificare in anticipo la presenza di errori e comportamenti inverosimili del modello. Le temperature minime e massime annuali utilizzate per le due verifiche e i dati di velocità e direzione del vento variano razionalmente in base al luogo. L'andamento della temperatura è, in questo caso, supposto variabile con andamento sinusoidale nell'arco della giornata. Per la simulazione vera e propria si possono scegliere: la quantità di risultati ed elaborazioni da produrre in base al periodo annuale scelto, il numero di intervalli temporali per ora da utilizzare nel calcolo e il tipo di output desiderati. La quantità di dati estraibili è notevole e disponibile per ogni zona dell'edificio. Per il caso studio si è scelta la simulazione annuale con dati orari sulle condizioni ambientali interne ed esterne e sui fabbisogni energetici. L'intervallo temporale di simulazione utilizzato è di quattro step per ora, come suggerito dal manuale di DesignBuilder per simulazioni di questo tipo. Il tempo totale di simulazione è di circa otto ore.

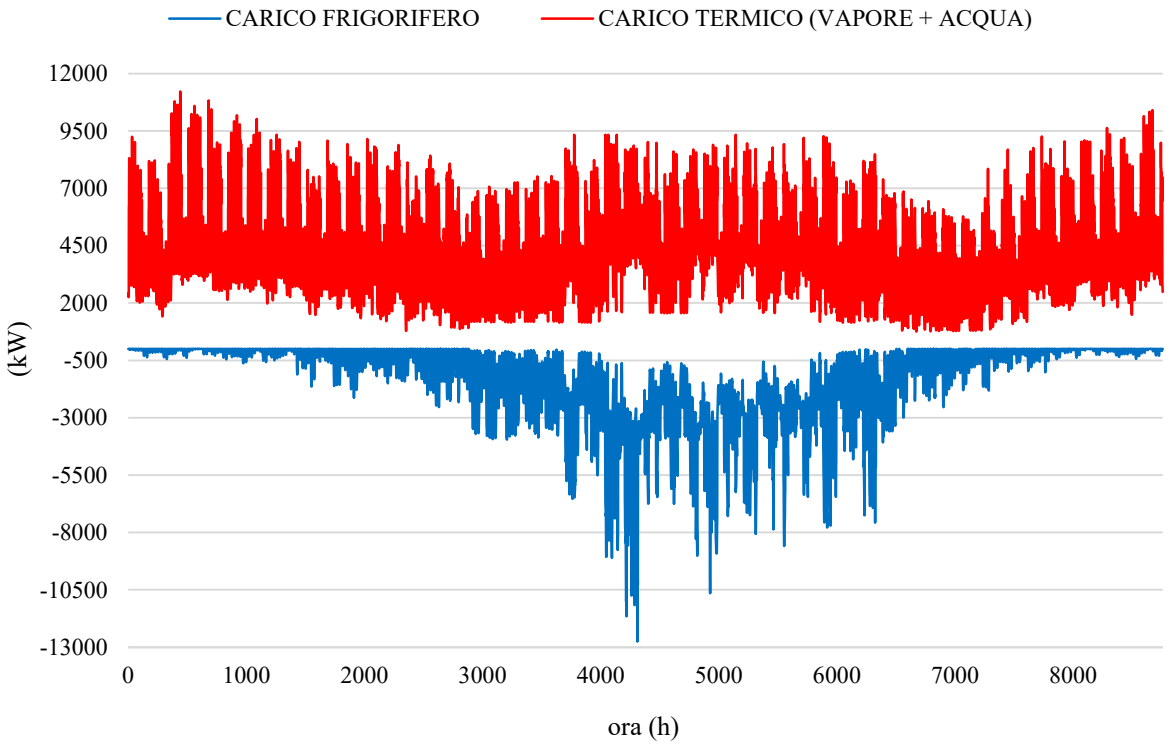

Figura 3.3: carichi termici e frigoriferi del complesso ospedaliero

Dai risultati della simulazione, visibili in forma aggregata in figura 4.3, si è evinta la necessità di raffrescamento anche nel periodo invernale a causa degli elevati apporti interni. Il carico termico dovuto alla dispersioni di calore della struttura è risultato ridotto, in accordo con l'alto grado di isolamento dell'involucro. L'estrapolazione dei dati utili al calcolo del carico termico totale dell'ospedale e ai fabbisogni di energia frigorifera è avvenuta zona per zona in modo da poter distinguere le zone servite dall'impianto ad aria primaria da quelle servite dal tutt'aria. I risultati della simulazione mostrano un fabbisogno prevalente di vapore, come visibile in figura 4.4.

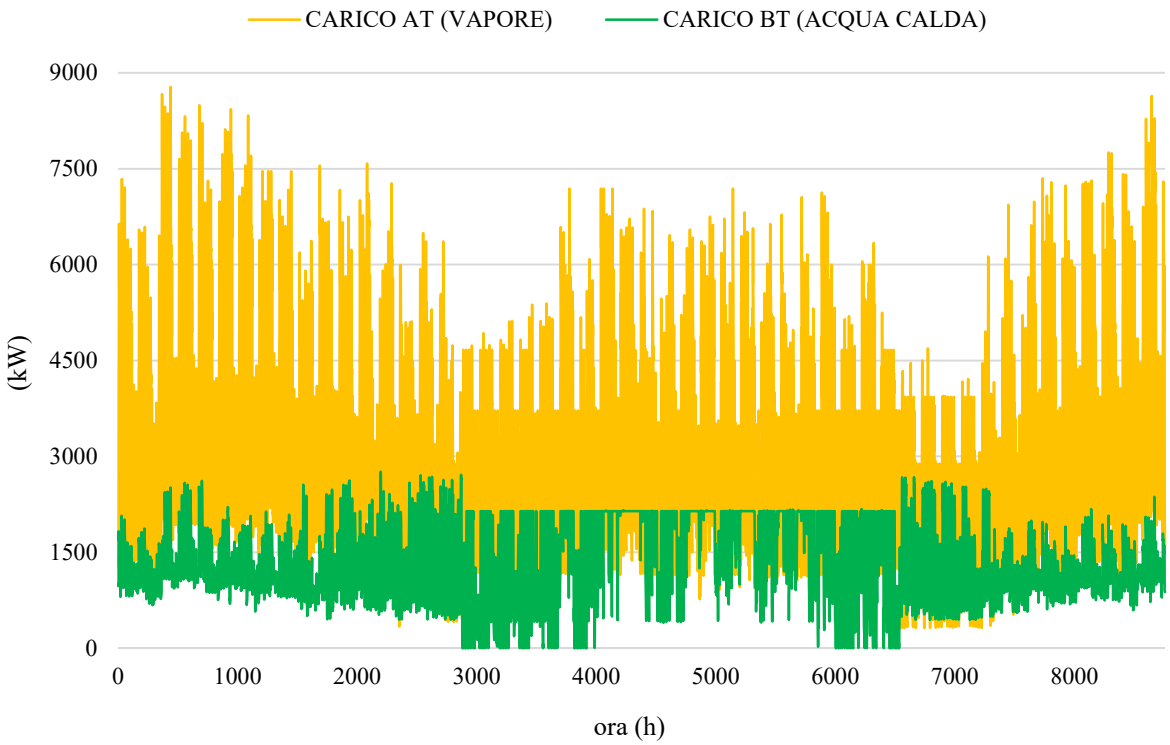

Figura 3.4: carichi termici dei circuiti ad alta e bassa entalpia specifica dell'ospedale

Per quanto riguarda il fabbisogno di acqua calda sanitaria si è fatto riferimento al valore di potenza massima richiesta di 3,3 MW, secondo il valore massimo di portata d'acqua dell'impianto e per un salto di temperatura dai 15°C ai 70°C. Per la simulazione si è adottato il profilo di carico di figura 4.5 fornito dall'azienda, che prevede un uso orario specifico per utenza ospedaliera.

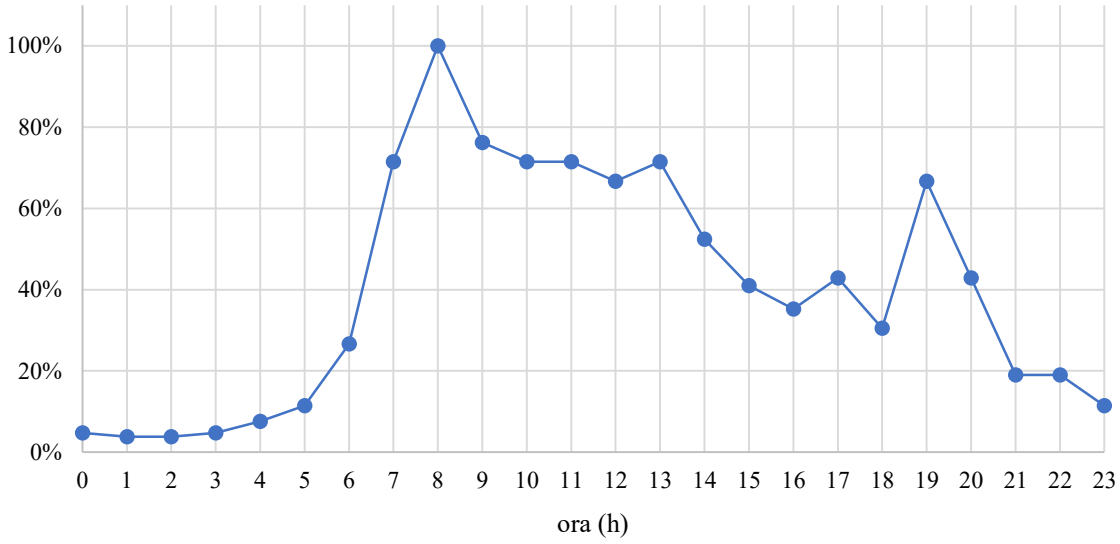

Figura 3.5: profilo di carico giornaliero per l'ACS in valori percentuali

3.2 Il carico elettrico

Lo studio del carico elettrico si riferisce all'anello di rete a cui sono collegate le utenze in funzionamento 'normale', tralasciando l'anello di rete in continuità assoluta per i motivi esposti in antecedenza. Pur conoscendo i dispositivi elettrici che verranno utilizzati e le relative potenze nominali, costruire il diagramma orario di carico dell'ospedale non è banale, in quanto qualsiasi operazione di misurazione è impossibile vista la natura preliminare del progetto. Per questo motivo è stata effettuata una ricerca in letteratura scientifica sull'andamento del carico elettrico giornaliero di strutture ospedaliere e confrontato i parametri di potenza ed energia richieste in base alla superficie occupata o ai posti letto delle strutture.

Pur non essendo disponibile materiale rigoroso e sistematico sull'argomento, alcune informazioni basilari si sono evinte da un'analisi di massima di un generico ospedale, come mostrato in [2]. I consumi elettrici possono essere suddivisi, al netto delle perdite, in consumi per:

- illuminazione;

- pompe di circolazione fluidi per impianti di condizionamento/energetici (gruppi frigoriferi, ventilatori torri evaporative e UTA, gruppi di pompaggio);
- apparecchi medici (sale operatorie, risonanza magnetica, TAC, raggi ed altre utenze simili);
- aria compressa e produzione vuoto;
- mensa;
- servizi (ascensori, servizi acqua, montacarichi);
- uffici.

Il carico elettrico è soggetto a variazioni giornaliere dovute perlopiù a fattori di contemporaneità d'utilizzo; nel caso di un'utenza ospedaliera, esso ha un andamento abbastanza regolare che segue il livello di occupazione degli spazi e la stagione dell'anno. Si riscontra infatti la presenza di due andamenti medi principali che si manifestano uno nel periodo freddo e l'altro in quello caldo dell'anno. Le figure 4.6 e 4.7 riportano l'andamento del profilo di carico elettrico medio, misurato in un'indagine sugli ospedali italiani nella stagione invernale e in quella estiva [2].

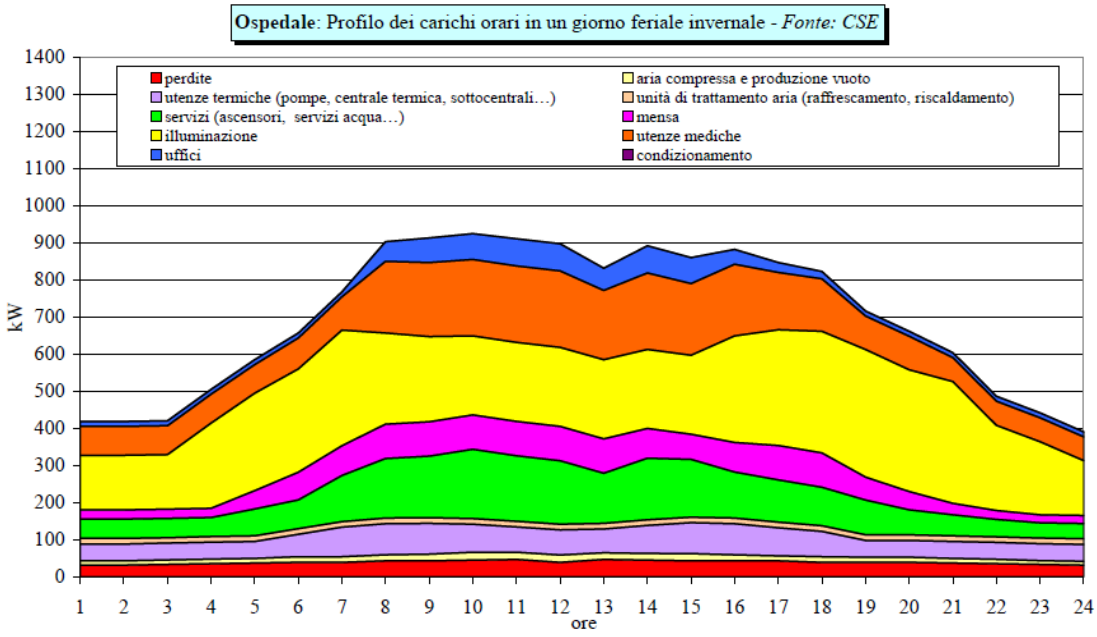

Figura 3.6: profilo tipico dei carichi elettrici orari in un giorno feriale invernale per utenze ospedaliere italiane. *Fonte: RSE (ex CESI), «Contributo delle elettrotecnologie per usi finali al carico di punta», 2005, p. 80.*

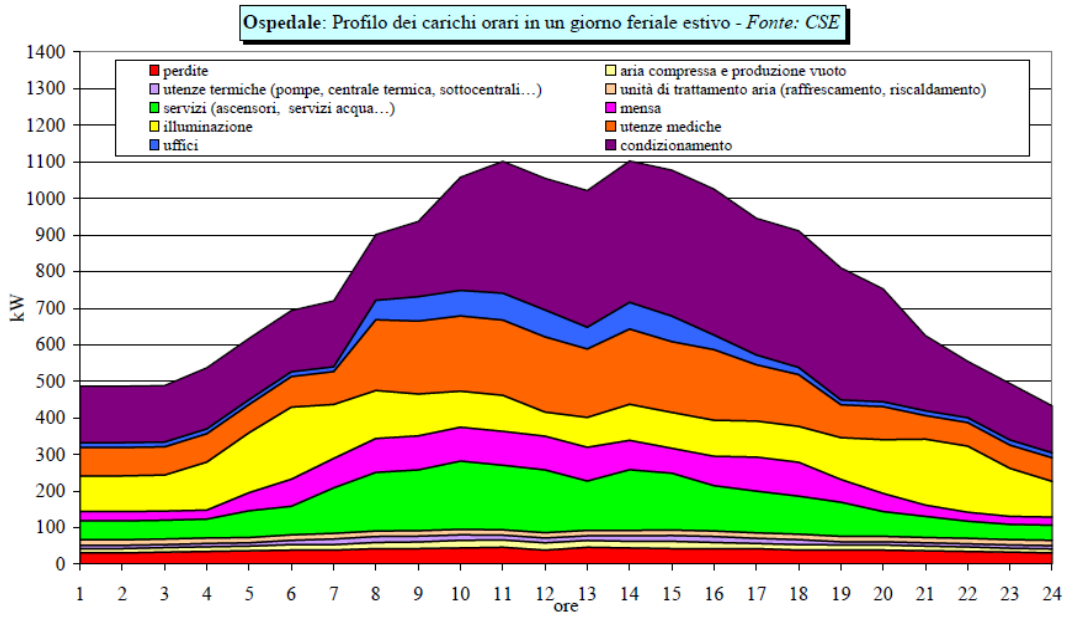

Figura 3.7: profilo tipico dei carichi elettrici orari in un giorno feriale estivo per utenze ospedaliere italiane. *Fonte: RSE (ex CESI), «Contributo delle elettrotecnologie per usi finali al carico di punta», 2005, p. 80.*

Si nota chiaramente dalle figure 4.6 e 4.7 la presenza di un carico elettrico di base che perdura tutte le ore. Inoltre, essendo i vari contributi differenziati per colore è possibile analizzare le parti singolarmente: si nota come il contributo dell'illuminazione diminuisce dall'inverno all'estate per via del maggior numero di ore di luce naturale estive a disposizione. Quasi tutti gli altri contributi rimangono pressoché invariati col cambio di stagione, eccezion fatta per le utenze termiche che sono più consistenti d'inverno, e per il condizionamento che è presente quasi soltanto in estate con il contributo maggiore. Una presenza così massiccia del carico di condizionamento indica l'utilizzo di gruppi frigoriferi a compressione. La forma 'a vulcano' dei profili di carico è rappresentativa del livello di occupazione e utilizzo dei macchinari della giornata tipo in ospedale.

Per la struttura ospedaliera oggetto di studio il carico elettrico è stato suddiviso in due parti: quella relativa ai consumi propri dell'ospedale (illuminazione, apparecchi medici, aria compressa e produzione vuoto, mensa, servizi ed uffici) e quella relativa all'impianto di produzione dell'energia (pompe di circolazione fluidi e compressori). Questa soluzione permette di calcolare con precisione il fabbisogno relativo all'impianto di trigenerazione, in quanto si è conoscenza dei parametri delle macchine e se ne simula il comportamento, e di

ipotizzare il profilo dei consumi rimanenti in base a criteri di confronto e proporzionalità. Oltre ai parametri di superficie utile dell'ospedale e numero di posti letto, che sono i più comunemente usati per confronti sui consumi energetici, bisogna tenere in considerazione altri fattori parimenti importanti [13], quali: complessità dei servizi offerti e dotazioni tecnologiche, efficienza delle apparecchiature, standard energetici, anno di costruzione e tipo di involucro, latitudine, condizioni climatiche, vettori energetici impiegati. Un primo importante dato della struttura in esame è il carico di picco annuale, pari a circa 5,7 MW. Questo dato viene usato come riferimento per la costruzione del profilo di carico esempio da cui verranno ricavati tutti i profili. È ragionevolmente possibile aggregare i profili di carico di un'utenza ospedaliera in base a criteri stagionali e occupazionali [13], [14], [15], quest'approccio, pur livellando i carichi istantanei, consente di semplificare la previsione e di mantenere un accettabile grado di approssimazione. Nello specifico sono stati utilizzati i seguenti criteri:

- distinzione tra inverno e estate, intesi come periodo freddo e periodo caldo dell'anno in accordo con la distinzione operata nello studio del carico termico;
- distinzione tra giorni feriali e giorni di fine settimana.

I due criteri scelti sono quelli che hanno un impatto più evidente negli studi di monitoraggio presenti in letteratura e che possono essere applicati a tutti i tipi di strutture ospedaliere a prescindere dalla varietà dello scenario. Sono stati creati quindi quattro profili di carico corrispondenti alle combinazioni dei criteri sopracitati e rappresentati in figura 4.8 e

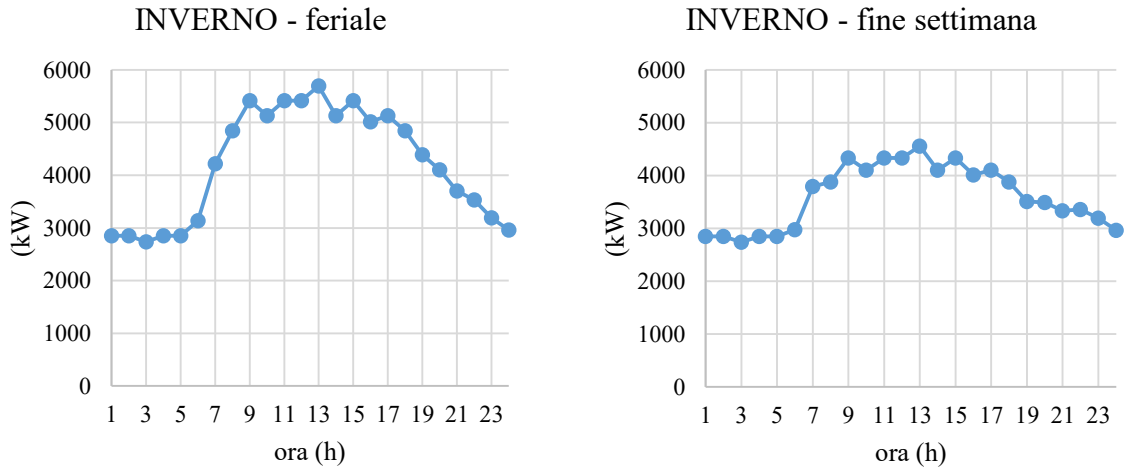

Figura 3.8: profili di carico elettrico invernale parziali adottati

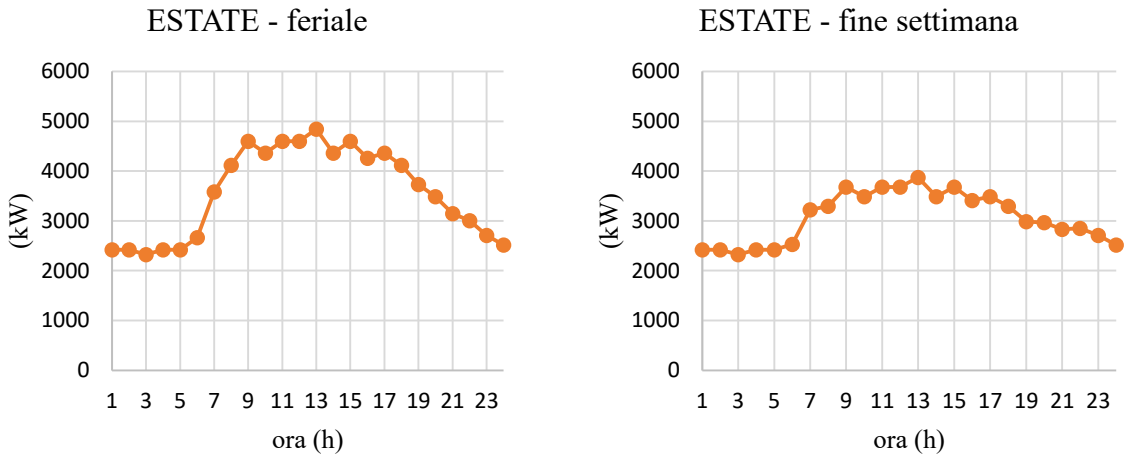

Figura 3.9: profili di carico elettrico estivo parziali adottati

4.9.

Per la definizione di questi sono stati adottati i seguenti criteri: anzitutto si è individuato il carico di picco annuale come presente soltanto nei giorni feriali del periodo invernale. Ciò è in controtendenza con i profili tipici degli ospedali italiani, poiché usualmente si verifica la maggiore richiesta di potenza nella stagione estiva nei periodi caldi. Tolto però il contributo del condizionamento, che nell'analisi viene considerato a parte per via della presenza dei frigoriferi ad assorbimento e per le ragioni sopra esposte, il picco estivo risulta più ridotto. Basando l'analisi su questo dato, si è partiti dalla definizione del profilo di carico per i giorni feriali del periodo invernale. Si è cominciato quindi dall'analisi del carico elettrico di base, quello presente in tutte le ore del giorno, confrontandolo con quello di picco, preso come riferimento. Analizzando diversi profili orari [13] [14] si è scelto di applicare una riduzione del 50% del carico di picco per l'ottenimento del carico di base. Tale scelta deriva dalle seguenti considerazioni: nella maggioranza dei casi i valori dei carichi nei periodi notturni si attestano attorno al 50% del carico di picco con un'attinenza meno marcata per gli ospedali di grandi dimensioni. All'aumentare delle dimensioni dell'ospedale, infatti, il carico elettrico di base cresce per via della presenza di laboratori, centri di ricerca e didattica [13], [16], [17]. Considerato però il fatto che l'ospedale sarà di nuova costruzione e considerata l'attenzione posta al risparmio e all'efficienza dai nuovi standard energetici comunitari, si è scelto di

mantenere il valore individuato, senza applicare un fattore di scala. Definiti il carico di picco e di base è stato tracciato un profilo congruo agli orari di apertura della struttura, seguendo l'andamento tipico individuabile per questo tipo di utenza. Il profilo invernale dei giorni del fine settimana è stato ottenuto mantenendo lo stesso carico di base feriale per le ore di chiusura e riducendo gradualmente fino all'80% il carico feriale corrispondente alle ore di apertura. La riduzione del carico elettrico estivo nei giorni feriali è stata considerata totale nell'arco della giornata e quantificata con una diminuzione del 15% del fabbisogno rispetto al periodo invernale. In modo analogo a come operato per il profilo invernale si è arrivati alla definizione del profilo estivo per i fine-settimana.

3.3 Logiche di simulazione e criteri di regolazione dell'impianto

È noto che per un impianto di cogenerazione esistono due tipi basilari di regolazione del carico dei motori primi: quella con inseguimento del fabbisogno termico e quella con inseguimento del fabbisogno elettrico. La distinzione del carico termico ad alta temperatura da quello a bassa temperatura ha fatto sì che si creasse almeno una modalità di regolazione in più dei cogeneratori. Si è in ogni modo esclusa a priori la possibilità di regolazione che segue il carico elettrico dell'ospedale per favorire il regime di Cogenerazione ad Alto Rendimento. La ragione sta nel fatto che i guadagni generati dall'impianto, oltre ai risparmi conseguiti con l'autoproduzione, provengono dagli incentivi: questi sono strettamente legati, come analizzato in precedenza, all'utilizzo del calore di scarto derivante dalla produzione dell'energia elettrica. Un inseguimento della domanda elettrica porterebbe inevitabilmente allo scarto di parte del calore, considerati gli elevati consumi di energia elettrica dell'ospedale lungo l'intera giornata. Ciò si tradurrebbe in una perdita di efficienza totale dell'impianto, con corrispondente perdita degli incentivi. Su queste basi si fonda il dato dell'impossibilità d'inseguimento del carico elettrico, posto dall'azienda come vincolo di progetto.

A prescindere dal criterio di regolazione dei motori primi, si è impiegato un predefinito ordine di funzionamento dei macchinari e delle risorse. Di seguito vengono enumerati gli stessi a seconda del tipo di fabbisogno energetico.

Fabbisogno frigorifero:

1. acqua di falda;

2. frigorifero ad assorbimento monostadio;
3. frigorifero ad assorbimento bistadio;
4. pompa di calore reversibile;
5. gruppi frigoriferi a compressione di vapore.

Fabbisogno termico:

1. cogeneratori più recupero vapore dalle condense;
2. pompa di calore reversibile;
3. caldaie di integrazione.

A parte l'acqua di falda usata in 'free cooling' e il vapore generato dal circuito di recupero delle condense che non hanno sostanzialmente bisogno di energia o fonti aggiuntive per funzionare, gli altri sistemi consumano energia termica ed elettrica a spese dei generatori dell'impianto e della rete elettrica nazionale. Ai cogeneratori è data priorità assoluta di funzionamento sulle richieste di energia termica e l'energia elettrica prodotta viene autoconsumata fin quando possibile. L'energia elettrica prodotta in eccesso viene riversata in rete e prelevata in caso di mancata copertura del totale fabbisogno.

I motori alternativi a combustione interna usati per cogenerazione hanno dei rendimenti elettrici variabili in funzione del carico della macchina. L'andamento è decrescente al diminuire della percentuale di carico con perdita di circa il 3% di efficienza elettrica totale dal funzionamento a pieno carico a metà carico[5]. Quest'andamento, che può essere generalmente approssimato a lineare, corrisponde ad un aumento parallelo dell'efficienza termica della macchina al diminuire del carico. Le due efficienze sommate si bilanciano così da mantenere un rendimento totale pressoché costante. Al di sotto del 50% del carico la macchina fa fronte a molte più perdite e il rendimento elettrico cala radicalmente. Nello studio, in assenza di dati precisi sul comportamento dei motori al variare del carico, si è ipotizzato un andamento costante del rendimento termico ed elettrico per percentuali di carico tra il 50% e il 100%. Se la richiesta termica è tale da far funzionare il motore a carichi minori, il consumo di combustibile rimarrebbe invariato e fisso a quello che si avrebbe al 50% del carico. In questo modo si tiene conto delle crescenti perdite a carichi minori. Non si esclude, almeno in prima analisi, di simulare il motore a carichi di funzionamento molto bassi e inaccettabili in

[5] Da dati di targa di motore Caterpillar da 4,3 MW.

situazioni reali. L'approssimazione non è però forzata per due motivi: i carichi termici sono elevati per la maggior parte dell'anno e quindi le ore di funzionamento a carichi molto bassi sono scarse; la logica di attivazione dei cogeneratori prevede l'attivazione di più di un cogeneratore quando i primi non riescono a far fronte alla richiesta, quindi nel caso di simulazione di due cogeneratori di potenza uguale, l'attivazione del secondo avviene al minimo al 50% del carico. All'aumentare del numero di cogeneratori in funzione, oltre a diminuire generalmente la taglia, aumenta anche il carico minimo di attivazione dei cogeneratori aggiunti, secondo lo stesso principio, così da rimanere sempre sopra la percentuale critica di carico del 50%. Chiaramente la situazione rimane sfavorita per le simulazioni con un singolo cogeneratore, ma va tenuto presente che queste vengono prese soltanto come riferimento per i casi con più motori, in quanto l'esercizio di un solo cogeneratore renderebbe infattibile il contemporaneo esercizio e manutenzione dell'impianto. I valori di rendimento utilizzati[6] sono:

- elettrico: 43,8%;
- termico da fumi per produzione di vapore: 15,56%;
- termico da camicie, olio motore ed economizzatore fumi: 23,89%;
- termico da aftercooler per preriscaldamento ACS: 3,79%.

Uno dei parametri monitorati nell'ottimizzazione è il carico minimo di funzionamento dei cogeneratori. Per i motivi esposti sopra questo parametro influisce solo sul funzionamento del primo cogeneratore, ovvero quello che è attivo per più tempo. La logica di attivazione dei cogeneratori tiene conto di ciò a seconda se l'inseguimento sia sul termico ad alta o bassa temperatura. In figura 4.10 viene rappresentato il diagramma di flusso esplicativo della logica di attivazione, riferito alla generica richiesta termica ed applicabile per ambo i casi.

[6] Da dati di targa di motore Caterpillar da 4,3 MW.

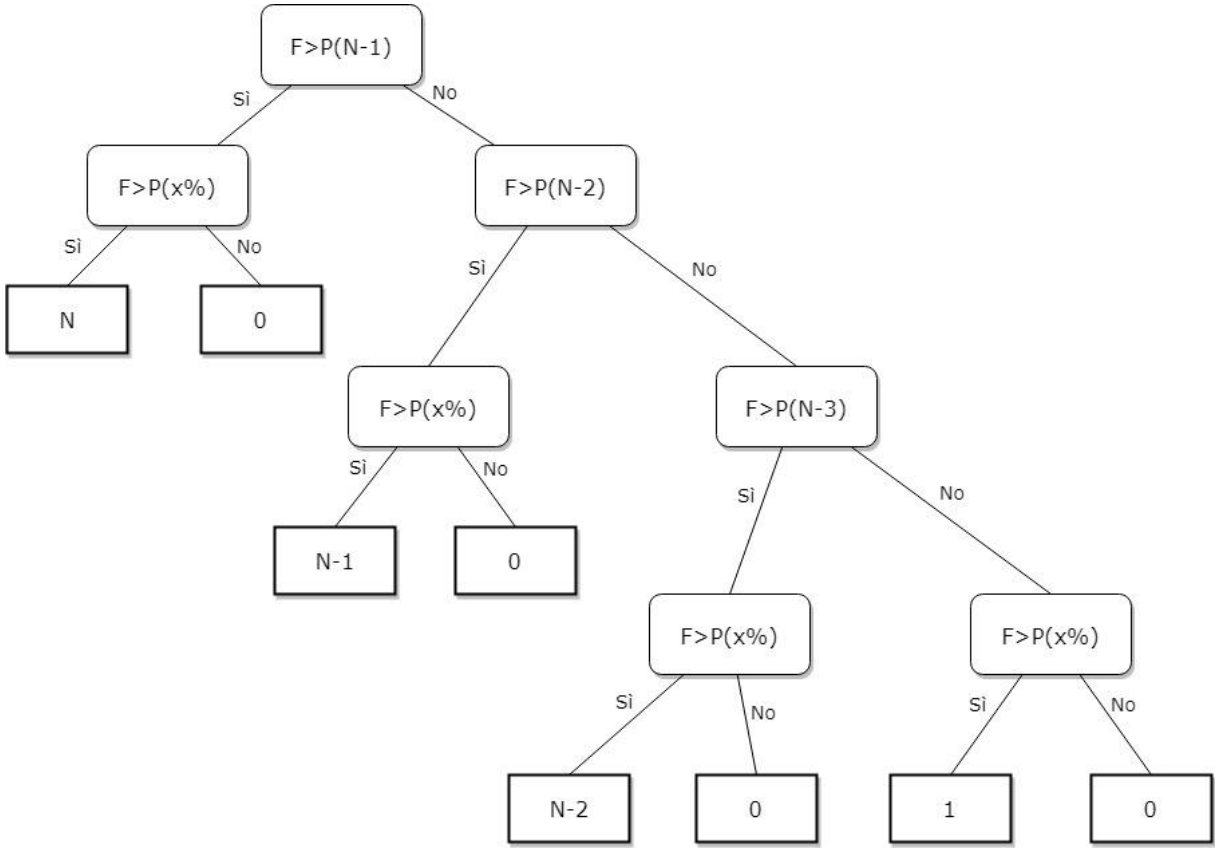

Figura 3.10: diagramma di flusso della logica d'attivazione dei cogeneratori

Nella figura 4.10 le lettere rappresentano:

- F: il fabbisogno termico espresso in potenza;
- P: la potenza termica nominale del singolo cogeneratore;
- N: il numero totale di cogeneratori;
- x%: il valore percentuale di carico minimo di funzionamento.

Per le caldaie a gas si è supposto un rendimento termico del 95% sul potere calorifico inferiore del gas naturale, posto pari a 34 012 703 J/Sm^3. Per le batterie di recupero termico degli aftercooler motori si è ipotizzato cautelativamente uno sfruttamento limite di metà della potenza massima disponibile per tenere conto dei funzionamenti a carico parziale e dei periodi di inattività di una parte dei motori. Per la pompa di calore reversibile ed i gruppi frigoriferi a compressione di vapore, avendo a disposizione i valori del COP a diversi carichi parziali, si

sono create delle linee di tendenza rappresentative del loro funzionamento. Un esempio è dato dalla figura 4.11 per la pompa di calore in funzionamento invernale:

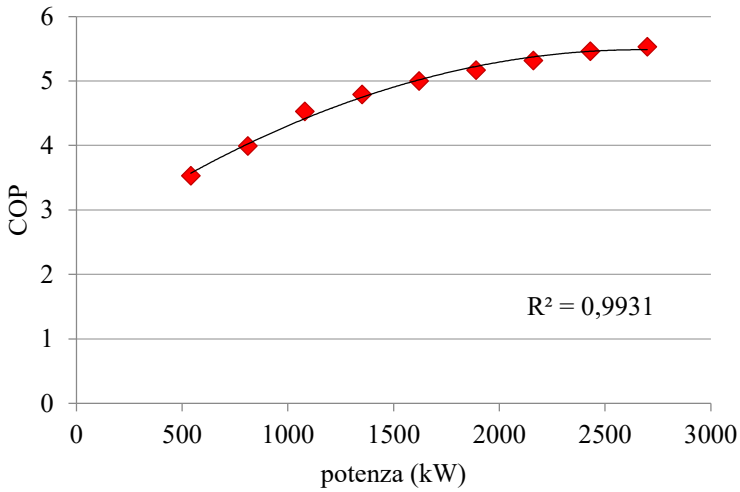

Figura 3.11: rappresentazione del fitting dei dati sul COP della pompa di calore in funzionamento invernale a carichi parziali di funzionamento

Di seguito vengono presentati i risultati della simulazione relativi ai cogeneratori di riferimento (da 4,3 MW ciascuno) nelle due condizioni di regolazione studiate, per carichi minimi d'attivazione nulli e secondo l'ordine di funzionamento base discusso. Nelle figure 4.12 e 4.13 sono rappresentate le cumulate dei carichi termici e la copertura correlata di potenza dei cogeneratori per l'inseguimento termico ad alta temperatura. Il fabbisogno di ACS in copertura prevista dagli aftercooler motori è stato aggregato a quello di vapore poiché questi si occupano di una parte di energia destinata al circuito vapore.

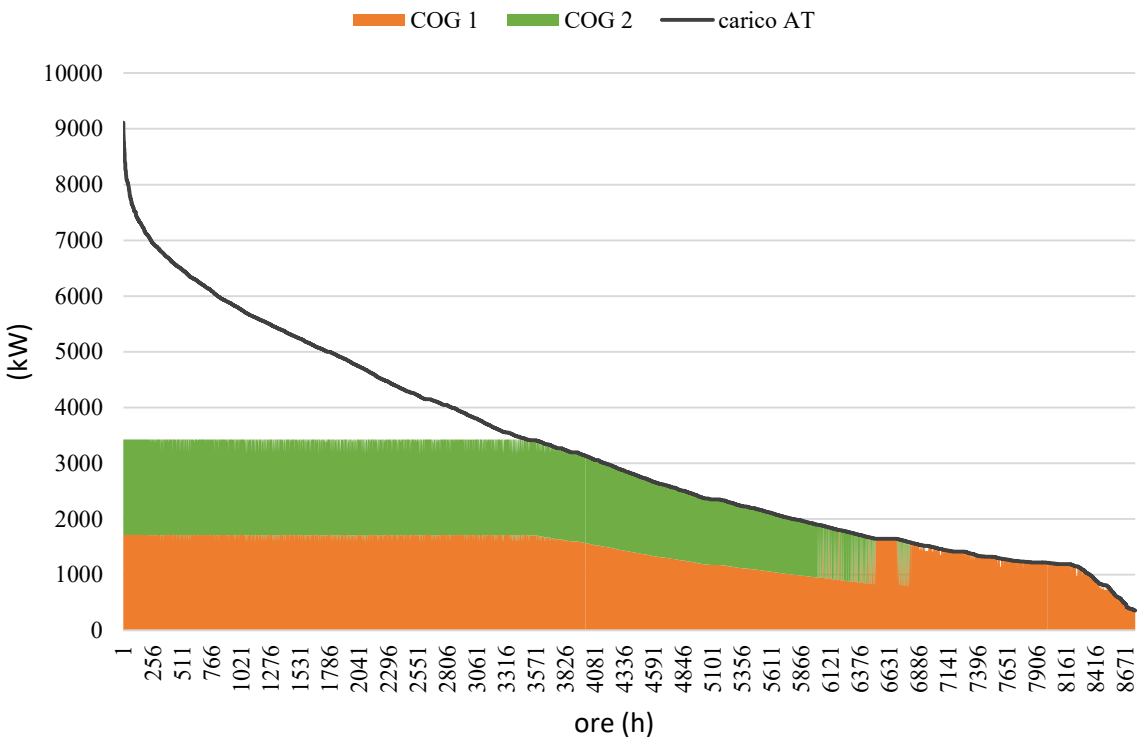

Figura 3.12: curva cumulata del carico termico alta temperatura e relativa copertura dei cogeneratori di riferimento con inseguimento alta temperatura

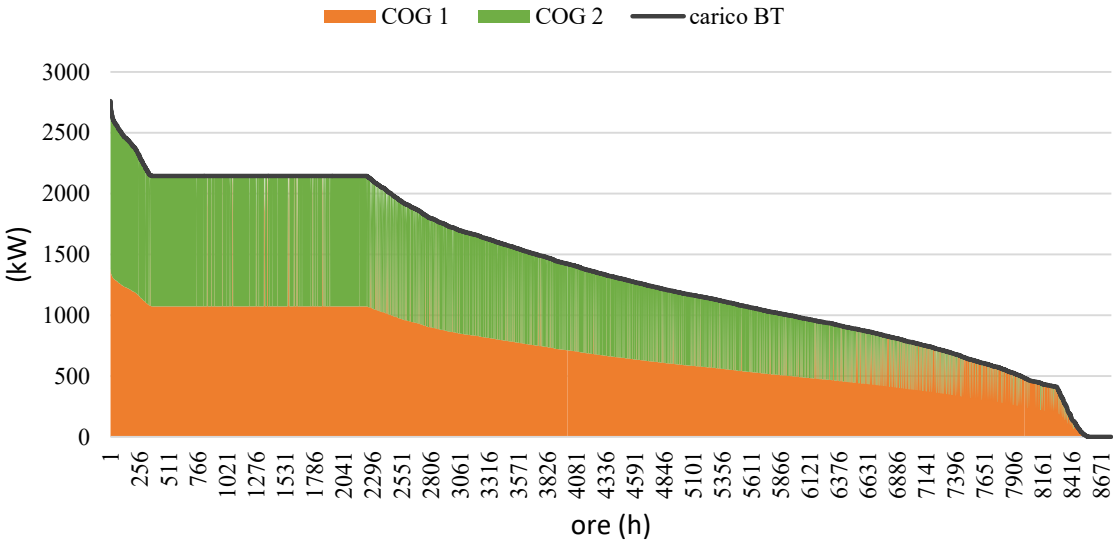

Figura 3.13: curva cumulata del carico termico bassa temperatura e relativa copertura dei cogeneratori di riferimento con inseguimento alta temperatura

Nelle figure 4.14 e 4.15 è rappresentata la copertura degli stessi carichi con l'inseguimento termico della bassa temperatura.

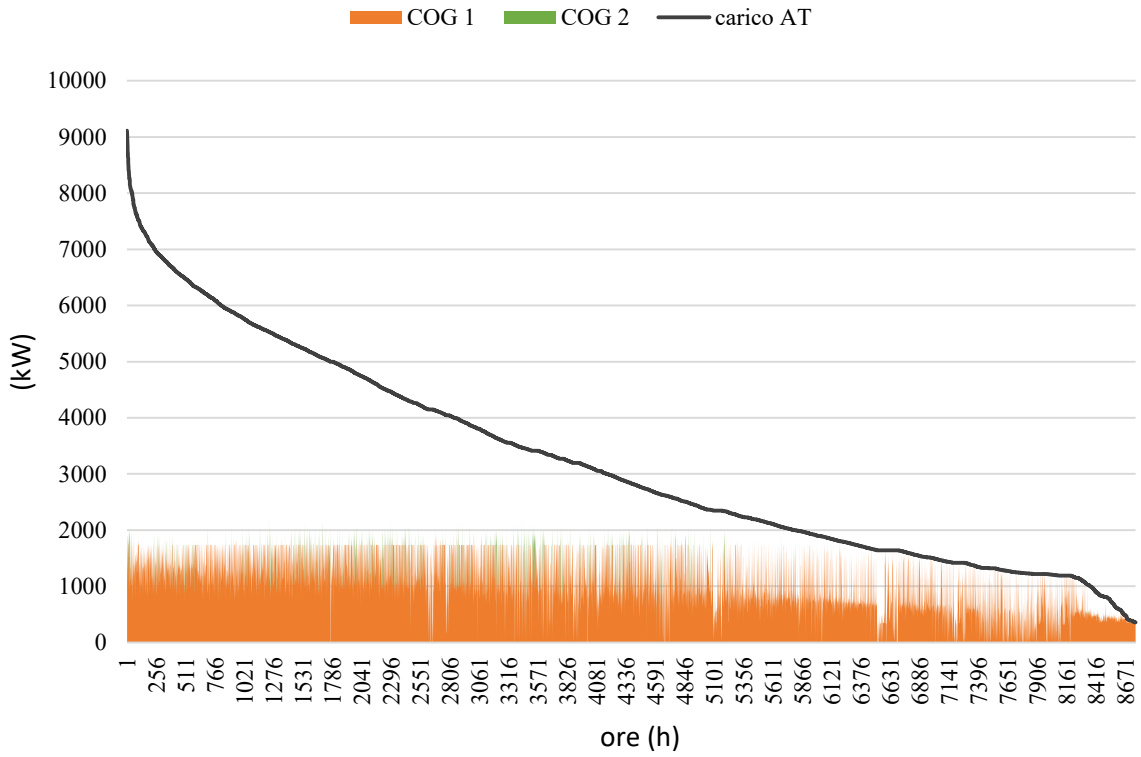

Figura 3.14: curva cumulata del carico termico alta temperatura e relativa copertura dei cogeneratori di riferimento con inseguimento bassa temperatura

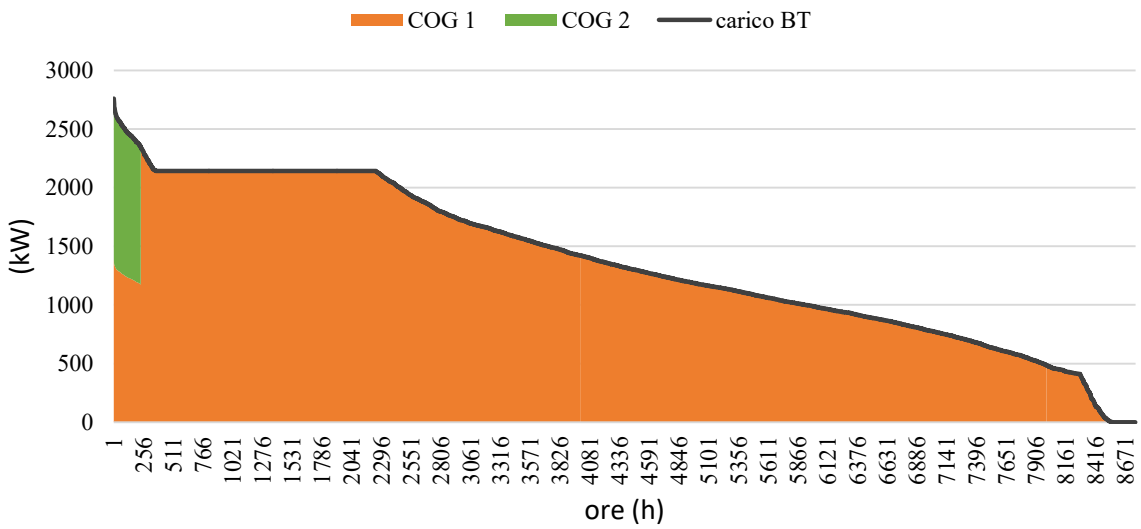

Figura 3.15: curva cumulata del carico termico bassa temperatura e relativa copertura dei cogeneratori di riferimento con inseguimento bassa temperatura

Poiché il fabbisogno di vapore dell'ospedale è molto più alto in termini energetici rispetto a quello di acqua calda, si riesce con la logica d'inseguimento ad alta temperatura a coprire un fabbisogno di energia maggiore e a far funzionare per più ore il secondo cogeneratore. In figura 4.16 sono riportate le ore di funzionamento dei sistemi di produzione energetica per il caso con inseguimento termico alta temperatura per i cogeneratori base. In figura 4.17, invece, vengono riportate le percentuali di carico di funzionamento medie degli stessi per il medesimo caso. Questi grafici sono utili ad avere un riferimento per il confronto con la soluzione ottimale trovata.

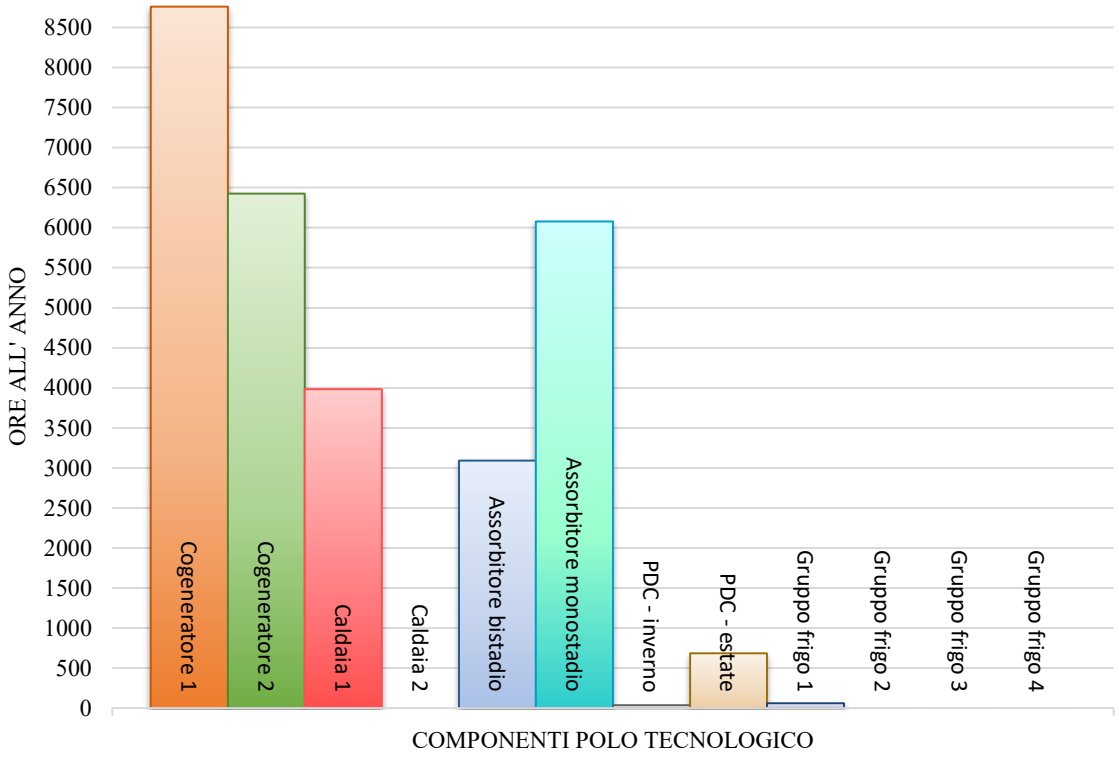

Figura 3.16: ore di funzionamento annue macchine caso base, inseguimento AT

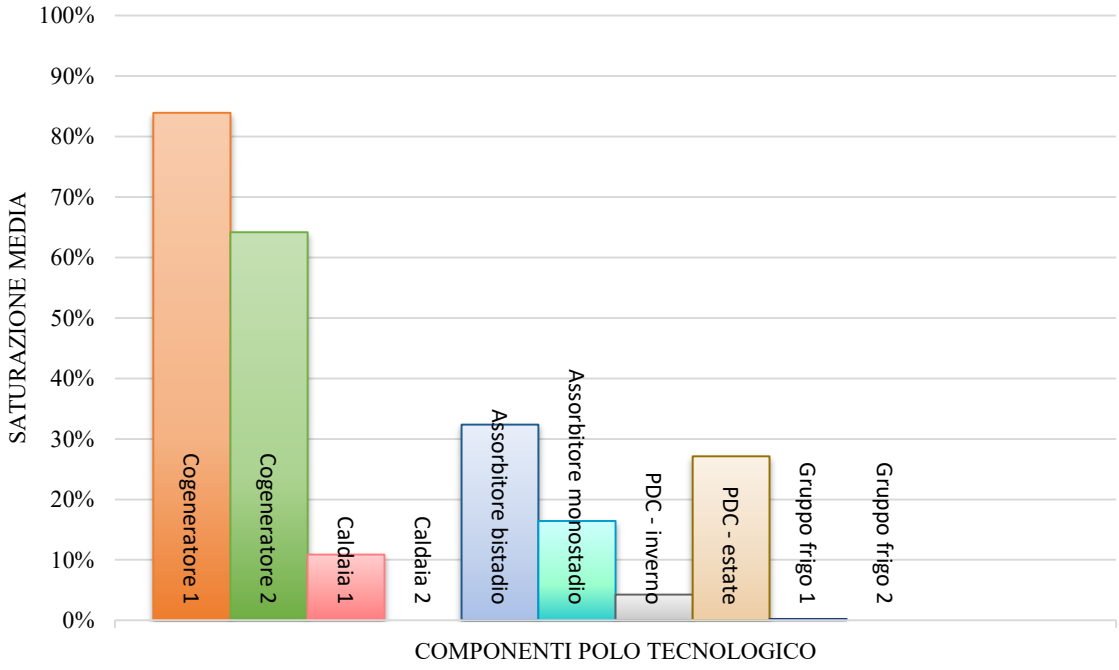

Figura 3.17: percentuali di carico di funzionamento medio macchine caso base, inseguimento AT

In ambo i casi vi saranno delle dispersioni in ambiente di energia termica prodotta in eccesso da uno dei due circuiti per via della mancata corrispondenza della richiesta nella stessa ora. Per questo motivo si è pensato di recuperare l'energia termica scartata integrandola a quella prodotta per l'altro fabbisogno. Ciò è possibile soltanto recuperando il vapore in eccesso, in quanto fonte disponibile alla maggiore entalpia specifica. È chiaro quindi che la nuova logica di recupero potrà essere implementata solo sull'inseguimento a bassa temperatura. Questa soluzione risulta fattibile grazie ai sistemi di ridondanza della fornitura del calore presenti nell'impianto e al fatto che il vapore è il fluido termovettore primario d'emergenza lato 'caldo'. L'utilizzo del vapore di scarto consente quindi di abbassare il carico della macchina fino al valore di equilibrio tra l'energia termica complessiva producibile e quella richiesta. L'algoritmo d'implementazione di questa logica è rappresentato dal diagramma di flusso di figura 4.16 per il quantitativo di vapore d'integrazione recuperabile al carico d'equilibrio.

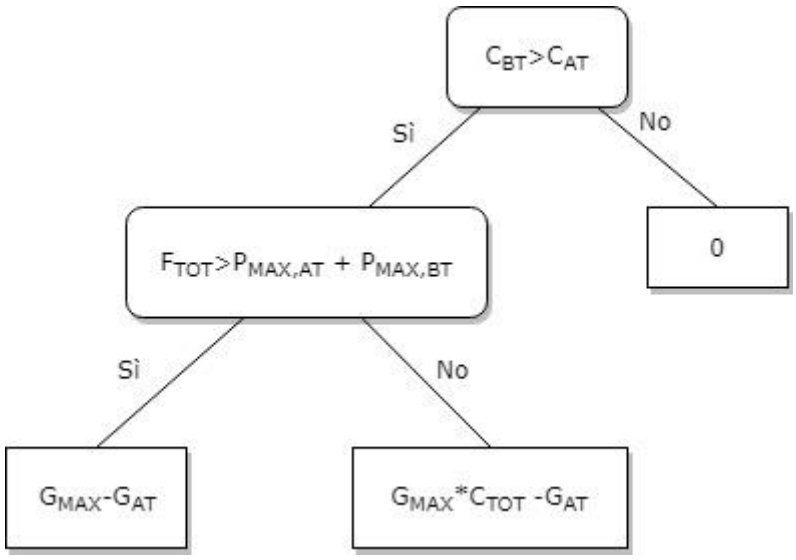

Figura 3.18: diagramma di flusso della logica di recupero del vapore di scarto per l'inseguimento bassa temperatura

Le lettere di figura 4.18 rappresentano:

- C_{BT}: il carico a cui si porterebbe il cogeneratore con la logica d'inseguimento termico 'bassa temperatura' senza recupero di vapore;

- C_{AT}: il carico a cui si porterebbe il cogeneratore con la logica d'inseguimento termico 'alta temperatura';
- F_{TOT}: il fabbisogno termico totale dell'ospedale espresso in potenza;
- $P_{MAX,AT}$: la potenza termica massima di produzione del fluido per il circuito ad alta entalpia specifica dell'impianto di cogenerazione;
- $P_{MAX,BT}$: la potenza termica massima di produzione del fluido per il circuito a bassa entalpia specifica dell'impianto di cogenerazione;
- G_{MAX}: la portata di vapore massima producibile dell'impianto di cogenerazione;
- G_{AT}: la portata di vapore destinata al circuito ad alta entalpia specifica;
- C_{TOT}: la percentuale di carico dei cogeneratori con il sistema di recupero di vapore.

Le grandezze elencate sono valutate con le formule seguenti:

$$C_{BT} = \frac{F_{BT}}{P_{MAX,BT}}$$

$$C_{AT} = \frac{F_{AT}}{P_{MAX,AT}}$$

$$C_{TOT} = \frac{F_{TOT}}{P_{MAX,BT} + P_{MAX,AT}}$$

Il carico termico finale che si ottiene recuperando il vapore prodotto in esubero, C_{TOT}, è il risultato di un bilancio tra l'energia totale producibile e quella richiesta. È sottinteso che i valori dei carichi possono essere al massimo pari all'unità.

Il vantaggio chiave di questo regime di funzionamento sarebbe il risparmio di combustibile derivante dal funzionamento a carico minore del cogeneratore. Da non sottovalutare il beneficio ambientale di non disperdere energia termica altrimenti disponibile e di ottenere rendimenti di conversione generalmente più elevati, che favoriscono il regime di produzione CAR. L'effettiva convenienza economica di questa modulazione sarà valutata in seguito.

4 Analisi economica

Nella valutazione della soluzione ottimale dal punto di vista economico, si è fatto riferimento ai flussi di cassa occorrenti nell'arco del periodo di affidamento in gestione dell'impianto, che è di diciassette anni. Il metodo utilizzato per valutare il miglior investimento è quello dei flussi di cassa attualizzati: questo permette un'analisi esauriente ed aggregata dei movimenti monetari riguardanti la gestione energetica dell'ospedale. Gli indici di prestazione associati e il metodo stesso sono presentati nel capitolo. Segue l'analisi dei parametri economici utilizzati per denotare le simulazioni.

4.1 Il metodo dei flussi di cassa attualizzati

Il flusso di cassa attualizzato o flusso monetario scontato, noto con l'acronimo inglese DCF 'discounted cash flow', è un metodo molto diffuso per analizzare in modo aggregato i flussi di cassa occorrenti entro un determinato orizzonte temporale. Esso prevede l'attualizzazione dei flussi di cassa di progetto ad un determinato tasso di sconto. Nel metodo, si considerano come flussi di cassa tutte le entrate ed uscite monetarie relative alla realizzazione, gestione e smantellamento dell'opera d'investimento. L'analisi dei flussi di cassa richiede la costruzione di un modello finanziario che sia rappresentativo delle ipotesi e dei dati di progetto, che necessitano di una sistematizzazione temporale. L'individuazione dei flussi di cassa porta nella pratica a delle approssimazioni inevitabili dovute all'incertezza sulle previsioni di guadagni ed esborsi nel tempo; per cui, è importante mantenere consapevolezza delle possibili imprecisioni dell'analisi. Parimenti importante è la determinazione del tasso di sconto, soggetto anch'esso a logiche d'approssimazione dovute all'aleatorietà dei fenomeni economici studiati.

Nel presente studio, il tasso di sconto utilizzato è il costo medio ponderato del capitale, noto con l'acronimo inglese WACC (Weighted Average Cost of Capital), poiché il più diffusamente accettato dalla dottrina. Esso rappresenta il costo del capitale attraverso una media ponderata sulle sue componenti di rischio e di debito. La formula di valutazione è la seguente:

$$WACC = K_d(1-t) \cdot \frac{D}{D+E} + K_e \cdot \frac{E}{D+E}$$

Dove:

- D è il capitale di debito o la quota di capitale investito presa in prestito (Debt);
- E è il capitale di rischio o la quota di capitale proprio investito (Equity);
- K_d è il costo del capitale di debito;
- t è l'aliquota fiscale;
- K_e è il costo del capitale di rischio.

Nell'analisi dei flussi di cassa specifici dell'impianto sono stati adottati dei valori delle componenti del WACC che si rifanno a quelli usati per il piano economico-finanziario dell'intero ospedale, in quanto l'investimento dell'impianto di trigenerazione rientra nell'investimento complessivo della struttura ospedaliera. Ad esempio, le percentuali di capitale di debito e proprio sul totale adottate rispecchiano questo assetto, con valori rispettivamente del 83% e del 17%. Gli altri parametri sono stati investigati più nel dettaglio ed aggiornati secondo nuovi valori di riferimento.

Il costo del capitale di debito (K_d) rappresenta il tasso di rendimento richiesto dai creditori, ovvero il prezzo che un'impresa paga per finanziare il proprio investimento ricorrendo al capitale di terzi. Viene calcolato come la somma tra il tasso EURIRS (Euro Interest Rate Swap) e lo 'spread'. L'EURIRS rappresenta un tasso fisso d'interesse medio, calcolato giornalmente dalla Federazione bancaria europea, utilizzato dai principali istituti bancari europei per tutelarsi dal rischio di prestiti a tasso fisso su un certo orizzonte temporale. Per l'analisi è stata presa la media negli anni 2016 e 2017 del tasso a 25 anni. Lo spread rappresenta invece il tasso di interesse aggiuntivo fissato dall'istituto di credito per i suoi guadagni. In questo caso si è utilizzato un tasso conservativo del 5%. Poiché i costi d'interesse applicati alle tasse sono detraibili, si usa nel calcolo del WACC un fattore correttivo che ne tiene conto tramite il parametro t. Per il caso studio l'aliquota fiscale dovrebbe esseri pari al 24%, ma per motivi che verranno esposti in seguito si è posto t=0%. Il costo del capitale di rischio (K_e) rappresenta invece il tasso di rendimento atteso del capitale proprio. Viene calcolato come somma tra il rischio sistemico o tasso d'interesse privo di rischio e il 'premium' dell'investimento, secondo la metodologia del Capital Asset Pricing Model (CAPM). In formule si può esprimere come:

$$K_e = R_f + \beta(R_m - R_f)$$

Dove:

- R_f è il tasso d'interesse privo di rischio o 'Risk free';
- β è il fattore di sensitività del rendimento atteso sul rendimento di mercato;
- $(R_m - R_f)$ è il tasso d'interesse premio atteso dal mercato azionario rispetto a quello in titoli di debito privi di rischio, noto con l'acronimo ERP.

Come R_f è stato assunto il valore medio degli anni 2016 e 2017 dei tassi BTP a 30 anni. Il β di settore è posto conservativamente pari ad 1 ed il tasso di premio al rischio (ERP) in accordo al tasso individuato nel piano economico-finanziario dell'ospedale, coincidente coi valori di altre fonti per il settore energetico [18] [19]. Il WACC risultante e i valori dei parametri utilizzati per il suo calcolo sono riportati in tabella 5.1.

Tabella 4.1: sintesi dei parametri economici

Parametro	**Valore**
EURIRS	1,25 %
Spread	5,00 %
t	0,00 %
R_f	3,10 %
β	1,00
ERP	4,00 %
WACC	6,40 %

Al fine di fornire una misura di convenienza dell'investimento e della sua redditività finanziaria si utilizzano degli indicatori di valutazione che analizzano l'investimento secondo vari aspetti. Il primo e più usato di questi indici è il Valore Attuale Netto (VAN) o Net Present Value. Esso è definito come la somma algebrica dei flussi di cassa riferiti ad un

progetto, attualizzati ad un tasso di rendimento e considerati lungo l'intera vita economica dello stesso. In formule:

$$VAN = -I + \sum_{i=1}^{N} \frac{G_i}{(1+k)^i}$$

Dove:

- I è il costo d'investimento;
- G_i il flusso di cassa netto riferito al periodo i;
- k il tasso d'attualizzazione;
- N periodo di fine vita utile dell'investimento.

Nello studio, i flussi di cassa sono presi su base annua in accordo con l'intervallo di simulazione e la periodizzazione dei dati a disposizione. Il tasso d'attualizzazione presente nel VAN viene usato per tenere conto della rischiosità dell'investimento: in economia la rischiosità è legata in modo diretto al concetto di rendimento monetario. Il WACC, essendo un tasso di rendimento minimo da rispettare per la compensazione dei contributi capitali spettanti ai fornitori di risorse, si appresta bene a rappresentare il tasso d'attualizzazione. Si applica così il metodo dei flussi di cassa scontati, che permette con il VAN di valutare la redditività di un investimento e di poterlo confrontare con investimenti simili. Il confronto dei valori del VAN di progetti diversi è correttamente operato per periodi di vita economica utile uguali e per costi d'investimento simili.

Un altro indice utilizzato per la valutazione degli investimenti è il Tasso Interno di Rendimento (TIR). Viene calcolato come il tasso d'attualizzazione che rende pari a zero il Valore Attuale Netto. È una misura del rendimento finanziario di un progetto: rappresenta il tasso di ritorno effettivo che l'investimento genera. In formule si può esprimere come:

$$-I + \sum_{i=1}^{N} \frac{G_i}{(1+k)^i} = 0$$

La risoluzione dell'equazione polinomiale è ricorsiva nella variabile k. Più alto è il valore del TIR, più l'investimento risulta redditizio. Al minimo questo dev'essere uguale al WACC.

Nel confronto dei valori di tassi diversi bisogna tenere in considerazione alcuni limiti di questo indice: valori maggiori del TIR possono essere associati a valori minori del VAN, in quanto il primo valuta soltanto il tasso di rendimento e non l'effettivo ammontare dei ricavi. L'indice potrebbe dare quindi informazioni fuorvianti per progetti che differiscono per distribuzione nel tempo dei flussi di cassa o per dimensione. Per questo una valutazione economica si può definire completa soltanto attraversi l'analisi dei molteplici aspetti del progetto.

Il terzo indice di valutazione economica monitorato è il Periodo di Ritorno dell'investimento o 'Payback Period'. Esso è definito come il periodo di tempo necessario affinché i flussi di cassa netti associati al progetto compensino la somma d'investimento. È un indice utile a determinare la rischiosità di un progetto. La sola analisi del tempo di recupero dell'esborso iniziale infatti non dà informazioni in merito all'andamento dei flussi di cassa lungo la vita economica utile del progetto. In formule si può esprimere come la definizione di TIR, con la differenza che la variabile di calcolo è il periodo *i* e il tasso d'attualizzazione è quello utilizzato per il calcolo del VAN.

4.2 Analisi dei flussi di cassa

Una volta individuati gli indici di prestazione economica si passa alla valutazione dei flussi di cassa occorrenti nel progetto. Il caso studio prevede l'ottimizzazione economica dell'impianto di trigenerazione considerando l'intera gestione dei fabbisogni energetici della struttura. Le simulazioni effettuate considerano l'impianto nella sua totalità e perciò i flussi di energia e di combustibile sono verificati sistematicamente su base oraria. Nella tabella 5.2 vengono elencati sinteticamente i flussi di cassa entranti e uscenti, che verranno analizzati in dettaglio.

Tabella 4.2: flussi di cassa considerati nell'analisi economica

Flussi uscenti	Flussi entranti
- costo d'investimento	- vendita energia elettrica
- costo manutenzione cogeneratori	- corrispettivi TEE
- acquisto energia elettrica	
- acquisto gas naturale	

4.2.1 Costo cogeneratori

L'analisi dei costi d'investimento e operativi dei cogeneratori richiede la conoscenza di prezzi d'acquisto, d'installazione, di manutenzione e controllo e altre voci di spesa di difficile reperimento. Per ognuna di queste componenti, infatti, vi sono fattori di variabilità che dipendono dai casi specifici d'applicazione. Ad esempio, i costi d'installazione possono variare di molto a seconda della regione in cui i cogeneratori vengono applicati [20]. In letteratura sono presenti dei valori indicativi per i costi capitali e i costi 'O&M', cioè l'insieme di costi operativi e della manutenzione, per classi di potenza di cogeneratori e per tipo di motore primo. L'uso di questi dati nelle valutazioni finanziarie porta a delle generalizzazioni che diminuiscono la precisione delle previsioni quanto più aumenta il divario tra le condizioni reali d'impiego e le condizioni riportate per altri siti. Altro limite di queste fonti è la vetustà di molti rapporti. Nel presente studio sono stati presi in considerazione dei costi per unità di potenza per motori a combustione interna cogenerativi da fonti quanto più possibile attendibili e aggiornate [21], [22], [23], [24]. Da questi dati si è ottenuto l'andamento riportato nelle figure 5.1 e 5.2 da cui si sono ottenute delle linee di tendenza tramite fitting.

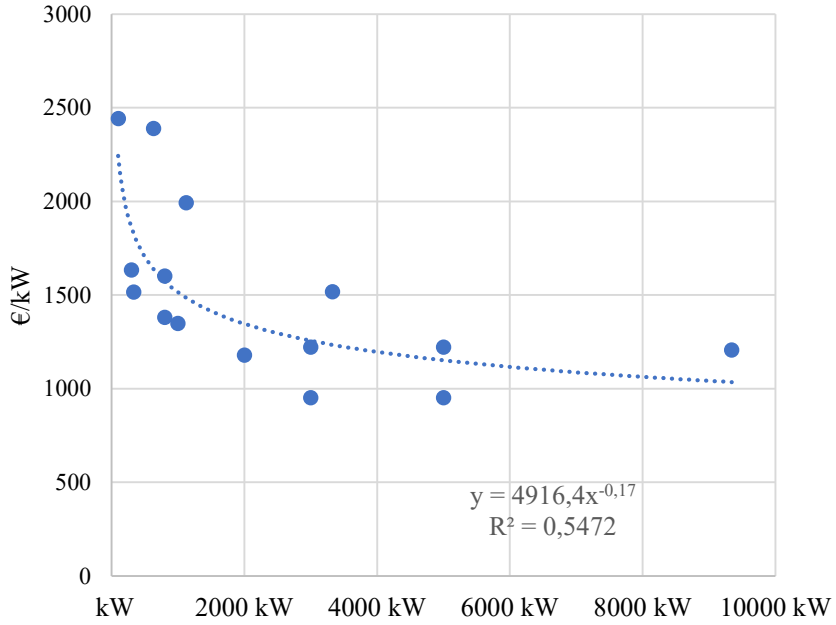

Figura 4.1: costo d'investimento al variare della taglia per singolo MCI alimentato a gas naturale per applicazioni di cogenerazione

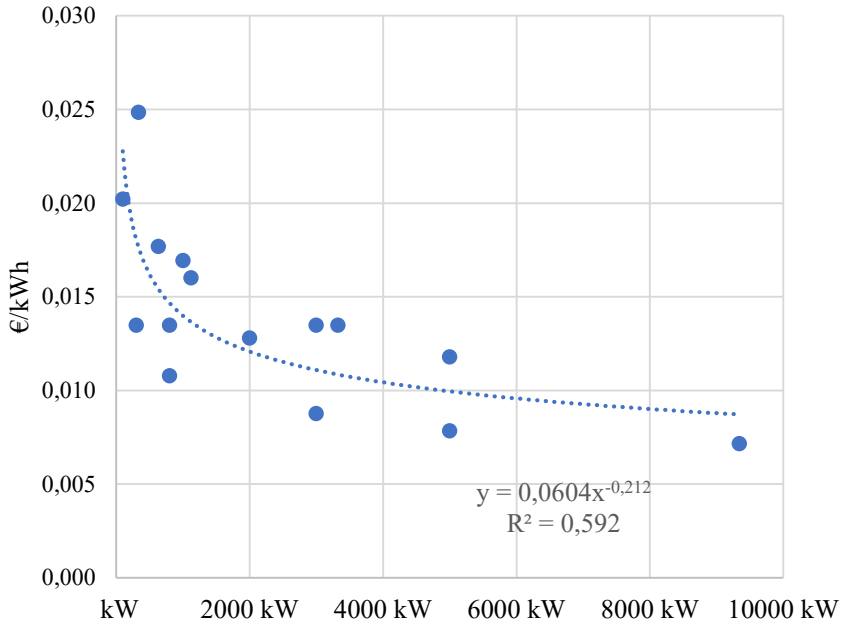

Figura 4.2: costi O&M al variare della taglia per impianti di cogenerazioni con MCI alimentati a gas naturale

L'andamento dei costi è tipicamente decrescente al crescere della taglia del motore, la dispersione dei dati è ampia a conferma delle considerazioni effettuate prima. Mentre per il

costo d'investimento per singolo cogeneratore si valuta il prezzo per kW di potenza elettrica nominale installata, il costo O&M prende in considerazione il prezzo pagato per unità di energia prodotta al variare della taglia. Questo perché i costi operativi sono strettamente legati al tempo di attività dell'impianto. I costi di manutenzione, ad esempio, sono stati dedotti attraverso il calcolo dei costi sostenuti o previsti sul numero di ore di funzionamento dei motori. Quest'approccio ha il vantaggio della semplicità d'applicazione e si presta bene ad analisi di confronto della stessa tecnologia. Essendo comunque soggetto ad un'incertezza non trascurabile se ne terrà conto nelle valutazioni finali.

4.2.2 Costo d'acquisto energia elettrica e gas naturale

Il prezzo d'acquisto dell'energia elettrica differisce per tipo di utenza, tensione e massima potenza d'alimentazione, fascia oraria di prelievo e classe di consumo. Essendo l'ospedale un'utenza non domestica si è fatto riferimento ai dati più aggiornati dell'ARERA sui prezzi medi finali per clienti non domestici alimentati in alta tensione. In particolare è stato usato il prezzo medio riferito al solo costo dell'approvvigionamento energetico, pari a 61,4 €/MWh per il 2016. La restante parte dei costi, che comprende costi di trasporto, oneri di sistema e imposte, è stata calcolata secondo le tariffe stabilite dall'Autorità per l'anno 2017. La scelta di operare in questo modo ricade sul fatto che l'unica componente della bolletta elettrica su cui si possono avere speculazioni di mercato è la componente energia. Per utenze non domestiche vi è infatti l'obbligo di aderire al mercato libero dell'energia elettrica, dove le offerte sulla componente energia della bolletta cambiano in base all'operatore. Perciò si è scelto di prendere il prezzo medio per utenze simili per la sola componente di approvvigionamento e di calcolare il resto, per una precisione maggiore. In dettaglio, le componenti di prezzo per il trasporto e gli oneri di sistema sono elencati nelle tabelle 5.3 e 5.4.

Tabella 4.3: componenti di prezzo bolletta elettrica per il caso studio, n.1

TRASPORTO		
quota energia - $TRAS_E$	0,066	c€/kWh
quota fissa - $TRAS_P$	1 924,15	c€/kW/anno
DISTRIBUZIONE		
quota fissa	1 975 469,01	c€/punto di prelievo/anno
quota potenza	0	c€/kW/anno
quota energia	0,02	c€/kWh
MISURA		
quota fissa - MIS_1	95 637,66	c€/punto di prelievo/anno

Tabella 4.4: componenti di prezzo bolletta elettrica per il caso studio, n.2

ONERI GENERALI DI SISTEMA		
UC3	0,024	c€/kWh
UC4	0,010	c€/kWh
UC6	0	c€/kWh
UC7	0,333	c€/kWh
MCT	0,0182	c€/kWh
A2	371,85	c€/punto di prelievo/anno
	0,059	c€/kWh
A3	13 384,27	c€/punto di prelievo/anno
	4,787	c€/kWh
A4	0,08	c€/kWh
A5	366,68	c€/punto di prelievo/anno
	0,014	c€/kWh
AS	0,04	c€/kWh
AE	0,301	c€/kWh

Il calcolo delle imposte prevede l'applicazione dell'accisa in base al consumo mensile e l'imposta sul valore aggiunto (IVA) sul totale della bolletta. I prezzi usati per l'utenza, alimentata in alta tensione, sono quelli stabiliti dal D.L. 02/02/2012, n. 16, Art. 3-bis, co. 3, lett. b), convertito con modificazioni in legge 26.04.2012, n. 44 e aggiornati al 2017. Essi sono riportati in tabella 5.5.

Tabella 4.5: componenti di prezzo bolletta elettrica per il caso studio, n.3

ACCISA		
Forniture fino a 1 200 000 kWh/mese		
- Primi 200 000 kWh consumati nel mese	1,25	c€/kWh
- Consumi oltre 200 000 kWh nel mese	0,75	c€/kWh
Forniture oltre 1 200 000 kWh/mese		
- Primi 200 000 kWh consumati nel mese	1,25	c€/kWh
- Consumi oltre 200 000 kWh nel mese	4820	€/mese in misura fissa

Va menzionato che, nonostante con la delibera 276/2017/R/eel l'ARERA ha stabilito che a partire dal 1° gennaio 2017 le componenti tariffarie di trasmissione e distribuzione nonché quelle a copertura degli oneri generali di sistema si applicano solo all'energia elettrica prelevata dalla rete, la componente accisa dev'essere pagata anche sull'energia elettrica prodotta e autoconsumata. Per l'ospedale in questione la cifra si aggira sugli 88mila euro l'anno.

Sul prezzo d'acquisto del gas naturale sono state fatte considerazioni analoghe sulla divisione delle componenti della bolletta a quelle fatte per lo studio dei prezzi d'acquisto dell'energia elettrica. I dati a disposizione sui prezzi medi per utenze non domestiche dell'ARERA sono però comprensivi, oltre che dell'approvvigionamento, delle componenti di trasporto e oneri di sistema. Sono stati quindi usati i dati più aggiornati riferiti ad utenze con consumo annuo nella fascia 2 627 - 26 268 kSm^3. Il prezzo medio d'acquisto al netto delle imposte è quindi di 0,2495 €/m^3 per il 2016 [25]. Per le imposte, oltre all'accisa e all'IVA, bisogna considerare l'addizionale regionale per le regioni a statuto ordinario. Sull'accisa va fatta la distinzione tra i consumi riferiti alle caldaie e quelli riferiti ai cogeneratori in quanto vi è la possibilità di riduzione dell'accisa stessa per impianti di cogenerazione a seconda del loro rendimento. In particolare, la legge n. 44 del 2012 stabilisce che ci sia una quota di gas naturale defiscalizzato per gli impianti di cogenerazione, a prescindere dalla qualifica CAR. Questa quota è pari a 0,22 m^3/kWh_{el} con prezzo dell'accisa diversificato in base alle

percentuali di vendita e autoconsumo. La restante parte di gas naturale usato per alimentare i cogeneratori è sottoposto ad accisa per usi industriali come per le caldaie, come da nota del 30 luglio 2014 dell'Agenzia delle Dogane. Stabilire una quota di 0,22 m^3/kWh_{el} non tassati per il gas naturale equivale a fissare una soglia di rendimento elettrico di generazione per cui esso sia completamente defiscalizzato: questa soglia equivale al 48,1% circa. Il valore è valido fino al 2017 e in attesa di conferma o rinnovo per gli anni successivi. La tariffa sull'autoconsumo relativa alla quota defiscalizzata ha una riduzione del 70% rispetto alla tariffa agevolata standard, come indicato nella Tabella A del D.Lgs. 26/10/1995, n. 504. I dati sulle quote di accisa per l'ospedale sono schematizzati in tabella 5.6.

Tabella 4.6: parametri di riferimento per il calcolo dell'accisa

quota Alto Rendimento elettrico :	0,22	m^3/kWh_{el}
tariffa sulla vendita	0,0004493	$€/m^3_{AR}$
tariffa sull'autoconsumo	0,00013479	$€/m^3_{AR}$
quota rimanente:		
cogeneratori + caldaie	0,012498	$€/m^3$

Non è prevista una tassa sulle emissioni di inquinanti in quanto l'impianto non raggiunge la potenza termica nominale di 50 MW, come da legge 27 dicembre 1997, articolo 17, comma 29.

4.2.3 Ricavi da incentivi e da vendita di energia elettrica

I ricavi monetari considerati sono quelli provenienti dal mercato dei Titoli di Efficienza Energetica e da quello elettrico. Per la valorizzazione dei TEE si è studiato l'andamento dei prezzi attraverso degli storici del Gestore dei Mercati Energetici. I Certificati Bianchi erano fino al 2017 suddivisi in otto categorie: Tipo I, Tipo II, Tipo II-CAR, Tipo III, Tipo IV, Tipo V, Tipo IN e Tipo E. L'andamento dei prezzi di scambio in borsa è stato caratterizzato da una grande volatilità negli ultimi due anni, come mostrato in figura 5.1, e da un aumento generalmente abbondante del corrispettivo medio.

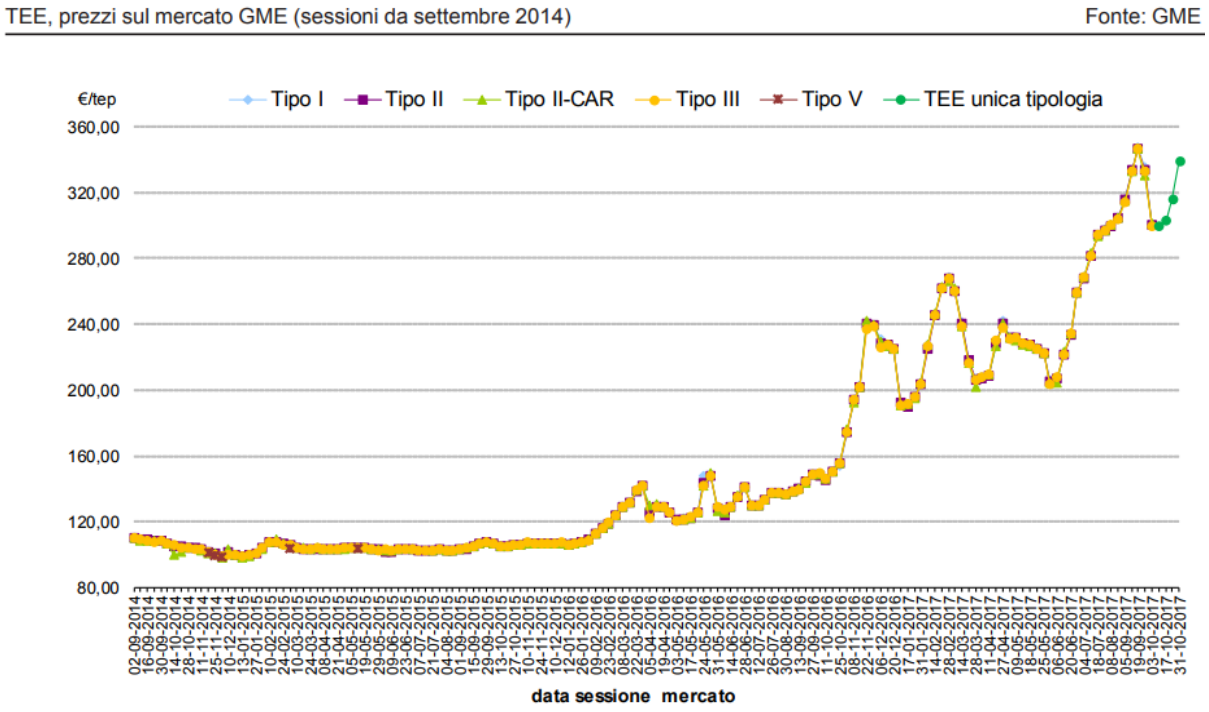

Figura 4.3: andamento corrispettivi di scambio medi dei TEE sul mercato. *Fonte: GME, «Newsletter del GME», Novembre 2017, p. 22.*

Il D.M. 11 gennaio 2017 stabilisce i nuovi obiettivi nazionali di risparmio energetico per il periodo dal 2017 al 2020; per il successivo quadriennio dovrà essere emanato un decreto interministeriale entro il 31 dicembre 2019. I prezzi di mercato riflettono in qualche modo questi obiettivi e sono influenzati dalle tempistiche di emanazione degli stessi [26], [27], [28], [29], [30]. Considerando che l'impianto entrerà in funzione nel 2020 e che l'accesso ai titoli sarà possibile soltanto nel 2021, analisi di prezzi a lungo termine risulterebbero inaffidabili. Il Decreto stabilisce inoltre la riduzione delle tipologie di certificati, con conseguente unificazione del Tipo II-CAR al Tipo II. Tenendo conto di questi fattori si è ritenuto opportuno adottare come valore di riferimento il medio ponderato dell'anno 2017 per l'insieme dei certificati, anche considerando che gli ormai aboliti TEE di Tipo II-CAR hanno il minor peso sul totale. Questo valore è pari a 267,02 €/CB, quasi il triplo del valore medio a fine 2015. Va segnalato che la cessione di tali titoli determina un ricavo che può assimilarsi a un contributo in conto esercizio, con la conseguenza che, per un'ordinaria impresa, si originano dei ricavi imponibili ai sensi dell'articolo 85 del Testo Unico delle Imposte sui Redditi (TUIR). Di recente, al fine di ridurre la volatilità dei prezzi di mercato dei TEE e

tutelare l'effettivo funzionamento del meccanismo, il GME, sotto richiesta del Ministero dello Sviluppo Economico, ha provveduto alla riduzione delle sessioni di mercato ad una al mese, tramite modifica delle "regole di funzionamento del mercato dei titoli di efficienza energetica (certificati bianchi)" dal 15 febbraio 2018 [9].

Per i ricavi dalla vendita di energia elettrica si è fatto riferimento ai prezzi di mercato medi del 2017 distinti per fascia oraria. Le fasce orarie sono divise, come stabilito dalla Delibera AEEG 181/06, secondo lo schema di figura 5.4.

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
lunedì-venerdì	F3							F2	F1											F2				F3
sabato	F3							F2																F3
domenica/festivi	F3																							

Figura 4.4: divisione in fasce orarie per il mercato dell'energia elettrica

Nelle simulazioni si è trascurata la presenza dei giorni festivi. Si è ipotizzata una vendita dell'energia elettrica prodotta in eccesso nel Mercato del Giorno Prima (MGP) della borsa elettrica. Il prezzo di vendita dell'energia è nel MGP differenziato in base alla zona: il prezzo zonale si definisce in ogni sessione di mercato come incontro tra domanda ed offerta di energia elettrica con precisi meccanismi di precedenza di dispacciamento definiti dal D.Lgs. 16 marzo 1999, n. 79, di cui l'impianto beneficia se qualificato CAR. Considerato però il grande divario tra il prezzo d'acquisto dell'energia elettrica, che è il maggiore, e quello di vendita, si è ritenuto conveniente vendere l'energia in eccesso qualunque sia il prezzo zonale che si determina, data la produzione incondizionata dei cogeneratori. Questo equivale all'assunzione di un prezzo marginale di produzione dell'energia elettrica di 0 €/MWh per il MGP. Secondo questa logica la priorità di dispacciamento che otterrebbe l'impianto con la qualifica CAR sarebbe inutile in quanto varrebbe soltanto in condizioni di parità di merito economico tra fonti di produzione diverse.

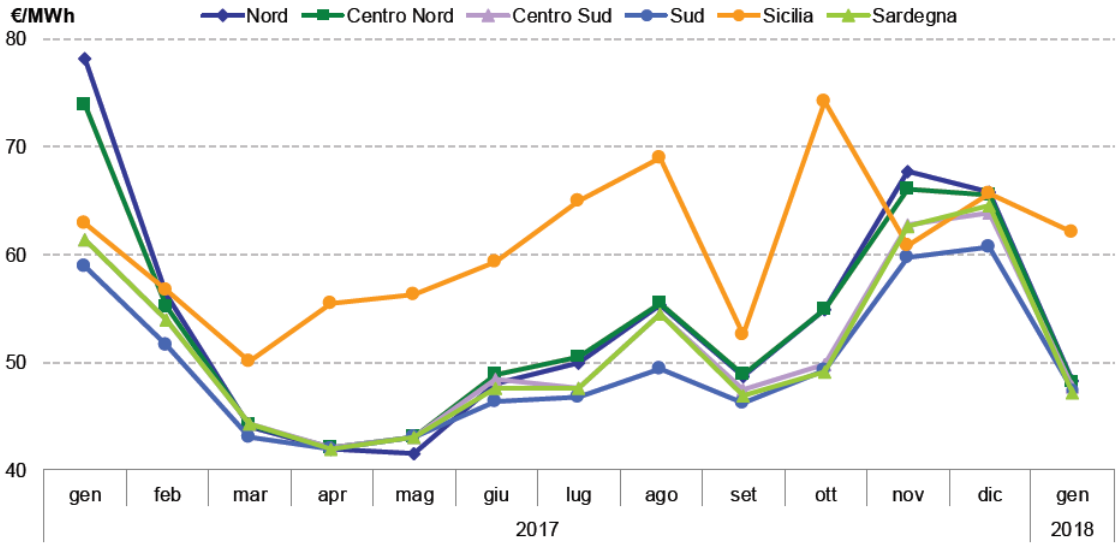

Figura 4.5: prezzi di vendita zonali al MGP per il 2017. *Fonte: GME, Newsletter del GME, Febbraio 2018.*

In figura 5.5 è illustrato l'andamento dei prezzi zonali per il 2017: si nota come in generale solo la zona Sicilia abbia dei valori medi mensili distaccati dal resto. Per questo si è scelto di prendere come prezzo di riferimento quello del Prezzo Unico Nazionale (PUN), che corrisponde alla media dei prezzi di vendita zonali, pesata sugli acquisti totali. Per l'anno di riferimento 2017 i prezzi sono quelli indicati in tabella 5.7 (dati ARERA).

Tabella 4.7: prezzi del PUN medi del 2017

Fascia	**€/MWh**
F1	61,825
F2	58,51083
F3	46,04182

4.2.4 Definizione del flusso di cassa netto e ipotesi di confronto

Nella definizione dei ricavi netti monetari del solo impianto di cogenerazione sono stati presi in considerazione come flussi positivi i proventi dagli incentivi e i ricavi dalla vendita di energia elettrica, come flussi negativi il costo del metano acquistato per i cogeneratori e il

costo annuale operativo e di manutenzione degli stessi. Da notare che la differenza tra la quantità di gas naturale totale consumata dai cogeneratori e la quantità imponibile al solo regime di funzionamento CAR si è rivelata trascurabile per la maggior parte delle taglie simulate, plausibile per l'elevata efficienza totale dei motori. Il Margine Operativo Lordo (MOL), o EBITDA, si è rivelato in tutti i casi negativo. Ciò è ragionevole per via dello scopo intrinseco dell'impianto di cogenerazione di autoprodurre energia: il vero guadagno si ha dal risparmio conseguibile con il progetto. Per questo si è scelto di utilizzare un tasso t=0% di imposte sui ricavi, considerando l'impianto come una risorsa onerosa a servizio dell'ospedale.

La definizione del guadagno netto totale richiede il calcolo della quota di interessi da pagare agli stakeholders anno per anno. Per stakeholders si intende i finanziatori del capitale di debito. Il calcolo deve rispettare le ipotesi finanziarie del progetto, perciò sono stati presi in considerazione gli stessi parametri utilizzati per il calcolo del WACC. Primariamente si ricava l'ammontare di capitale equivalente al pagamento annuale di una frazione equamente ripartita dell'intero capitale di debito e degli interessi. Questa rendita finanziaria fittizia è quindi costante sull'intero periodo di vita economica utile del progetto e calcolata come nella formula seguente. Essa è nota come 'annuity'.

$$Ann = I \cdot \frac{D}{D+E} \cdot \frac{K_d(K_d+1)^N}{(K_d+1)^N - 1}$$

Dove:

- I è il costo d'investimento;
- D è il capitale di debito (Debt);
- E è il capitale di rischio (Equity);
- K_d è il costo del capitale di debito;
- N il periodo di fine vita utile dell'investimento.

Dall'annuity si ricava la quota di interesse annuale come differenza tra l'Annuity stesso e il costo del capitale di debito all'anno 'i'. In formule si esprime come:

$$Costo\ Interessi_i = Ann - \frac{Ann}{(1+K_d)^{N-i+1}}$$

Considerato il valore negativo assunto dal Margine Operativo Lordo annuale si è optato per un confronto sul risparmio conseguito con l'utilizzo dell'impianto di cogenerazione. Sono state calcolate quindi le spese dell'impianto in assenza di cogeneratori e di gruppi frigoriferi ad assorbimento. L'analisi si è basata sulla comparazione delle spese nei due casi, rimanendo inalterato il soddisfacimento dei bisogni energetici dell'ospedale. L'ipotesi dell'assenza dei frigoriferi ad assorbimento nel caso base di confronto è giustificata dall'elevata efficienza dei gruppi frigoriferi a compressione presenti e dalla mancanza di calore disponibile da altri processi. Nell'analisi non si tiene conto del mancato acquisto dei frigoriferi ad assorbimento nei flussi di cassa del caso base di confronto: ciò rende i parametri economici di valutazione dell'impianto con i cogeneratori sovrastimato ma non influisce sul processo di ottimizzazione in quanto avrebbe lo stesso effetto su tutte le configurazioni studiate. Il rateo d'inflazione utilizzato per i calcoli è il medio degli anni 2016 e 2017, pari allo 0,5% (dati ISTAT).

5 Risultati e comparazioni

Le simulazioni dinamiche sono state operate sinteticamente nelle seguenti variabili:

- Numero di cogeneratori;
- Taglia dei cogeneratori;
- Carico minimo d'attivazione dei cogeneratori;
- Logica di regolazione del carico;
- Ordine ristretto di precedenza dei frigoriferi ad assorbimento.

La soluzione dal Valore Attuale Netto maggiore è rappresentata dalla configurazione ad un solo cogeneratore da 6,8 MW_{el} con un carico minimo d'attivazione del 20%, inseguimento termico ad 'alta temperatura' e con frigorifero ad assorbimento monostadio in prevalenza. L'andamento del rispettivo VAN è rappresentato in figura 6.1.

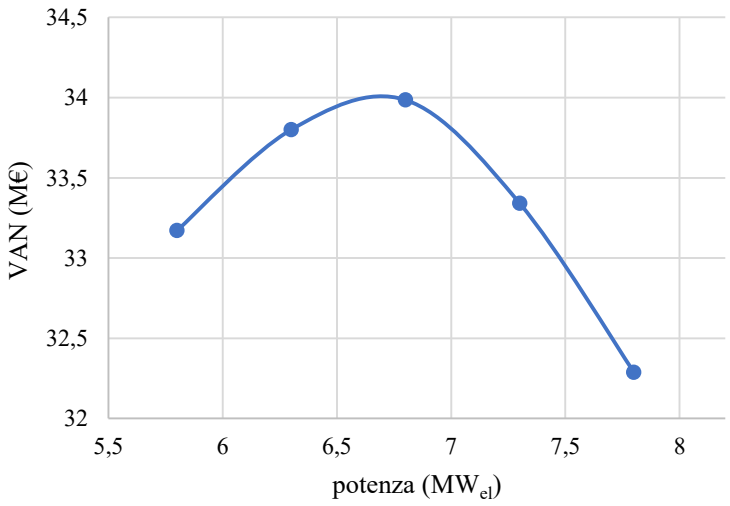

Figura 5.1: andamento del VAN per la configurazione migliore a singolo cogeneratore

Pur sembrando la configurazione migliore per le ipotesi fatte, l'utilizzo di un solo cogeneratore non garantirebbe comunque una copertura annuale ottimale delle ore di carico per i periodi di inattività dovuti a eventuali guasti e alla manutenzione programmata. Si è quindi optato per una soluzione minima da due cogeneratori. Nondimeno è stato possibile analizzare l'andamento degli indici economici al variare del numero di cogeneratori. Per fare ciò si è studiata in prima fase la taglia ottimale di cogeneratori per tutte le configurazioni a

carico minimo d'attivazione nullo. Pur avendo monitorato tutti gli indici di valutazione economica si è scelto di dare la precedenza al VAN per rispettare gli obiettivi degli investitori di guadagno a lungo termine, considerata anche la loro disponibilità finanziaria e l'inserimento del progetto in quello più ampio della realizzazione dell'ospedale. A partire dalla taglia base di 4,3 MW_{el} sono stati simulati motori con potenze differenti di 0,5 MW, eccezion fatta per alcuni casi particolari in cui il numero di cogeneratori sarebbe stato troppo alto per un divario così grande di potenza. Nelle figure 6.2, 6.3, 6.4 si riportano alcuni andamenti esemplari della varie configurazioni. Le diciture "monostadio/bistadio p." indicano quale frigorifero ad assorbimento è in prevalenza di funzionamento.

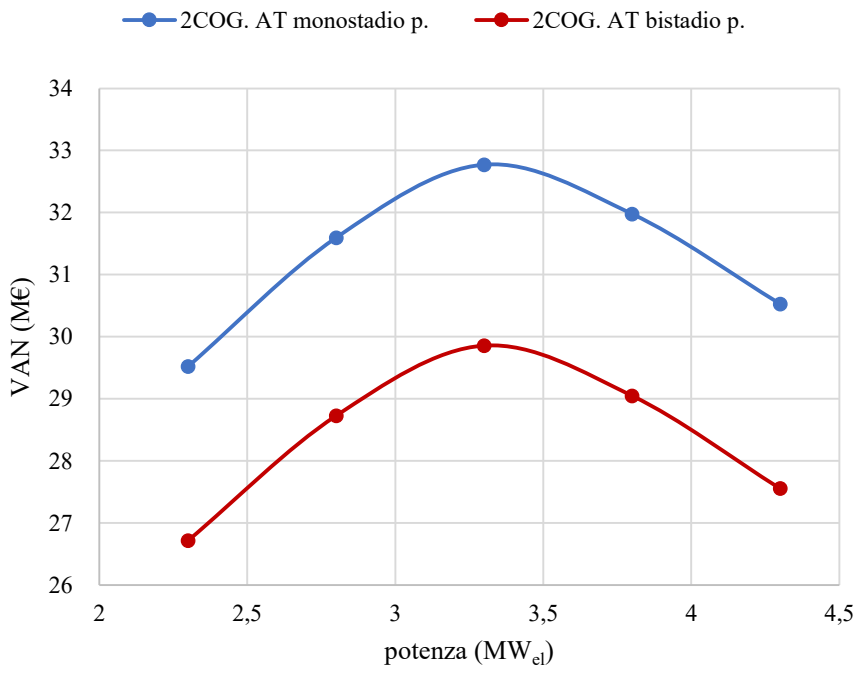

Figura 5.2: andamento del VAN al variare della taglia dei motori, configurazione a 2 cogeneratori, inseguimento termico AT e diverso ordine di precedenza dei frigoriferi ad assorbimento

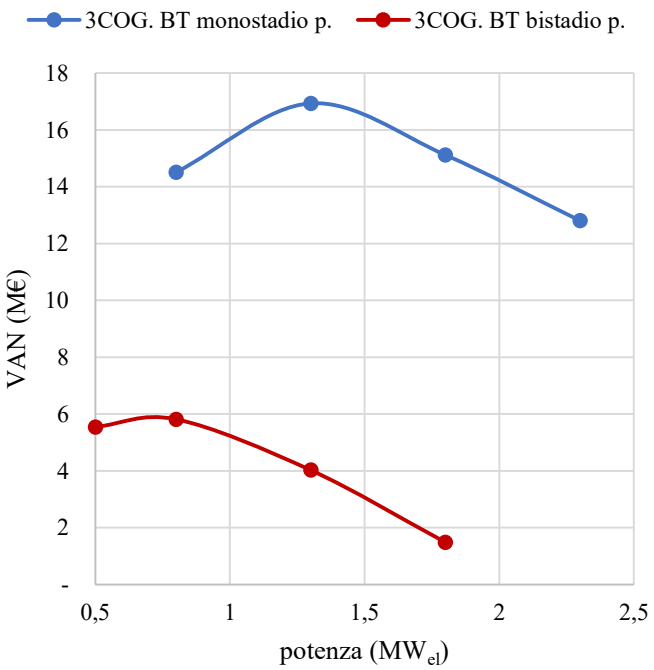

Figura 5.3: andamento del VAN al variare della taglia dei motori, configurazione a 3 cogeneratori, inseguimento termico BT e diverso ordine di precedenza dei frigoriferi ad assorbimento

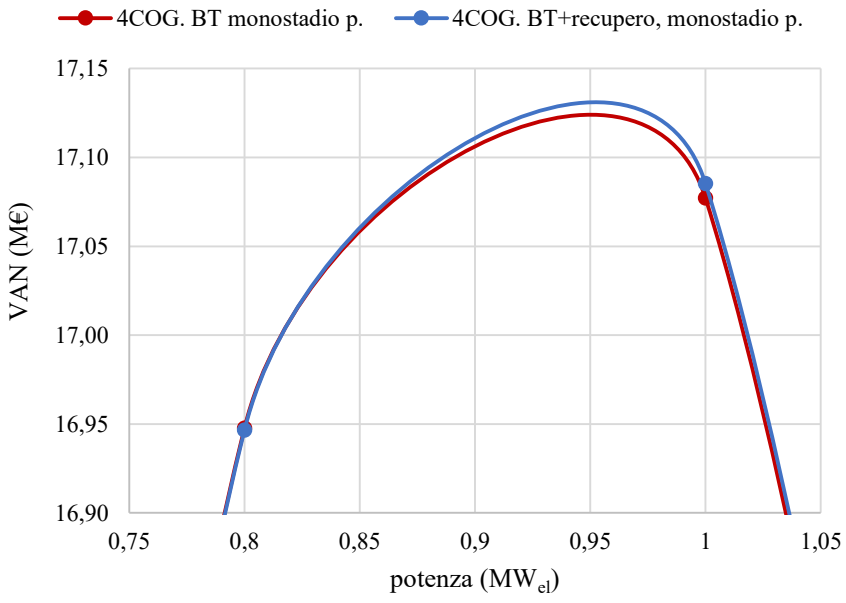

Figura 5.4: andamento del VAN al variare della taglia dei motori, configurazione a 4 cogeneratori, monostadio in prevalenza e differente logica di regolazione del carico termico BT

Da questi primi andamenti è possibile notare come alcune delle configurazioni presentino valori di VAN molto diversi (figure 6.2 e 6.3) che indirizzano fortemente verso determinate scelte. Altre, invece, come mostrato in figura 6.4, si rivelano molto simili e non offrono miglioramenti significativi. Studiando questi andamenti è stato possibile individuare le taglie ottimali rappresentative di molti casi, riepilogate nelle tabelle 6.1 e 6.2 in MW_{el}.

Tabella 5.1: taglia ottimale in MW per diverse configurazioni con inseguimento termico alta temperatura

Numero di cogen.	**Inseguim. AT, monostadio in p.**	**Inseguim. AT, bistadio in p.**
1	6,8	6,8
2	3,3	3,3
3	2,3	2,3
4	1,8	1,8

Tabella 5.2: taglia ottimale in MW per diverse configurazioni con inseguimento termico bassa temperatura e misto

Numero di cogen.	**Inseguim. BT, monostadio in p.**	**Inseguim. BT + recupero vapore, monostadio in p.**	**Inseguim. BT, bistadio in p.**
1	3,8	3,8	2,3
2	1,8	1,8	1,3
3	1,3	1,3	0,8
4	0,8	0,8	0,5

È stato possibile quindi studiare l'impatto economico del numero di cogeneratori sul progetto tramite un'analisi comparativa delle taglie migliori. In figura 6.5 sono rappresentati i valori del VAN associati alla migliore taglia di cogeneratori al variare del loro numero e per un carico minimo d'attivazione pari allo 0%.

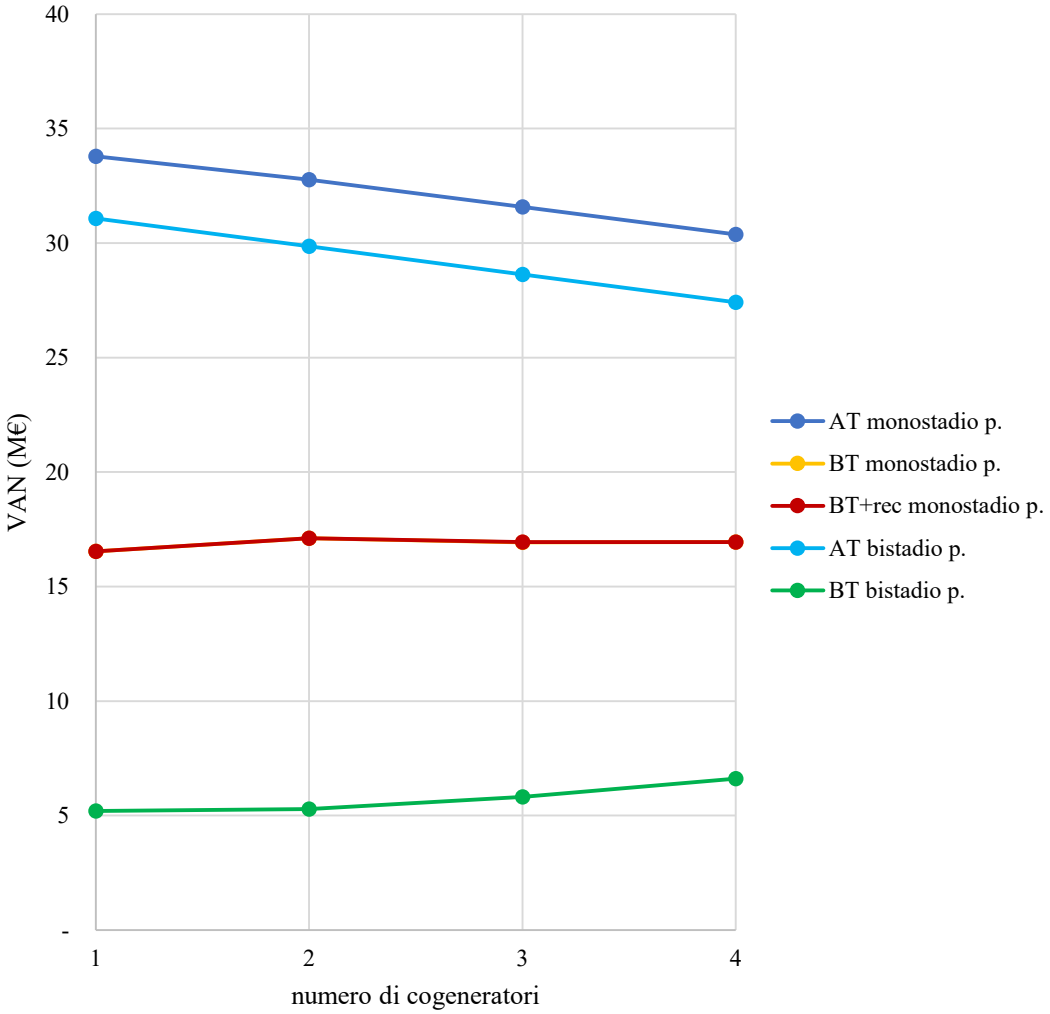

Figura 5.5: andamento del VAN al variare del numero di cogeneratori e per le taglie ottimali individuate a carico minimo d'attivazione nullo

La curva rappresentante il caso con inseguimento termico bassa temperatura con il frigorifero ad assorbimento monostadio in prevalenza della figura 6.5 coincide graficamente con il caso analogo per l'inseguimento a bassa temperatura più recupero vapore. Ciò è indice del fatto che la quantità di vapore che si riesce a recuperare è relativamente bassa e la convenienza economica non è apprezzabile anche con la logica di recupero. L'andamento delle curve indica dei valori di VAN elevati per i casi con inseguimenti termici ad alta temperatura, caratterizzati da una tendenza decrescente all'aumentare del numero di cogeneratori. Per i casi con inseguimento termico a bassa temperatura l'andamento è opposto e giustificabile con l'aumento generale di rendimento dei motori che funzionerebbero a

carichi sempre maggiori all'aumentare degli stessi. Andamenti simili si hanno per il Tasso Interno di Rendimento che conserva una tendenza decrescente iniziale anche sugli inseguimenti a bassa temperatura, come visibile in figura 6.6.

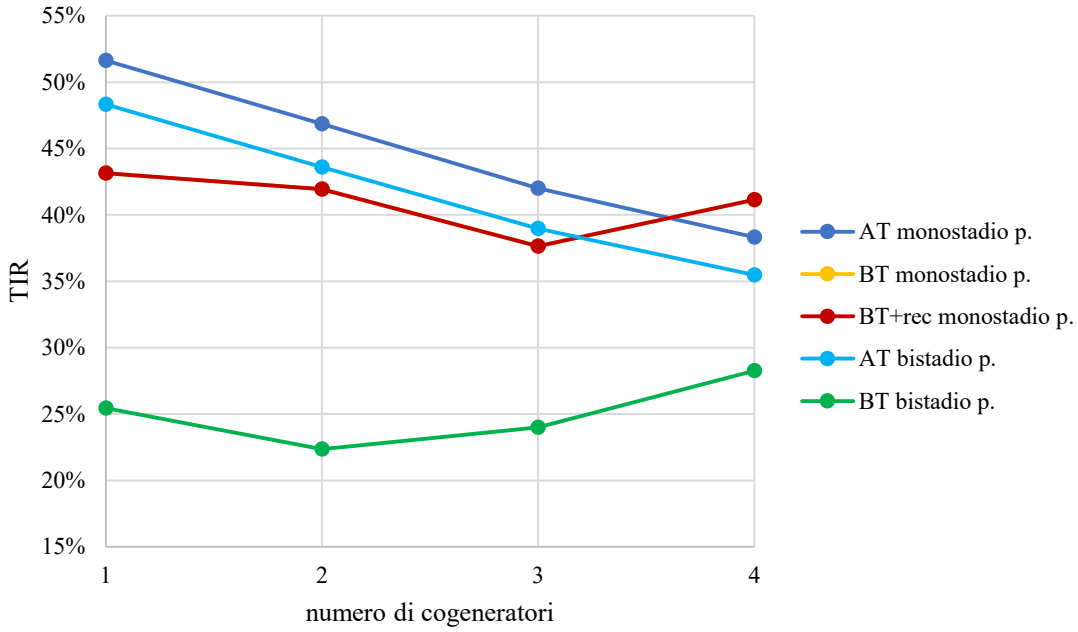

Figura 5.6: andamento del TIR al variare del numero di cogeneratori e per le taglie ottimali individuate a carico minimo d'attivazione nullo

Da questi risultati si evince il vantaggio della precedenza di funzionamento del frigorifero monostadio sul bistadio nel confronto tra gli stessi tipi di inseguimento dei fabbisogni energetici. La spiegazione si trova nella composizione dei carichi termici complessivi che sono spostati più sul vapore nel caso in cui si utilizzi il frigorifero ad assorbimento bistadio in priorità, come visibile nelle figure 6.7 e 6.8.

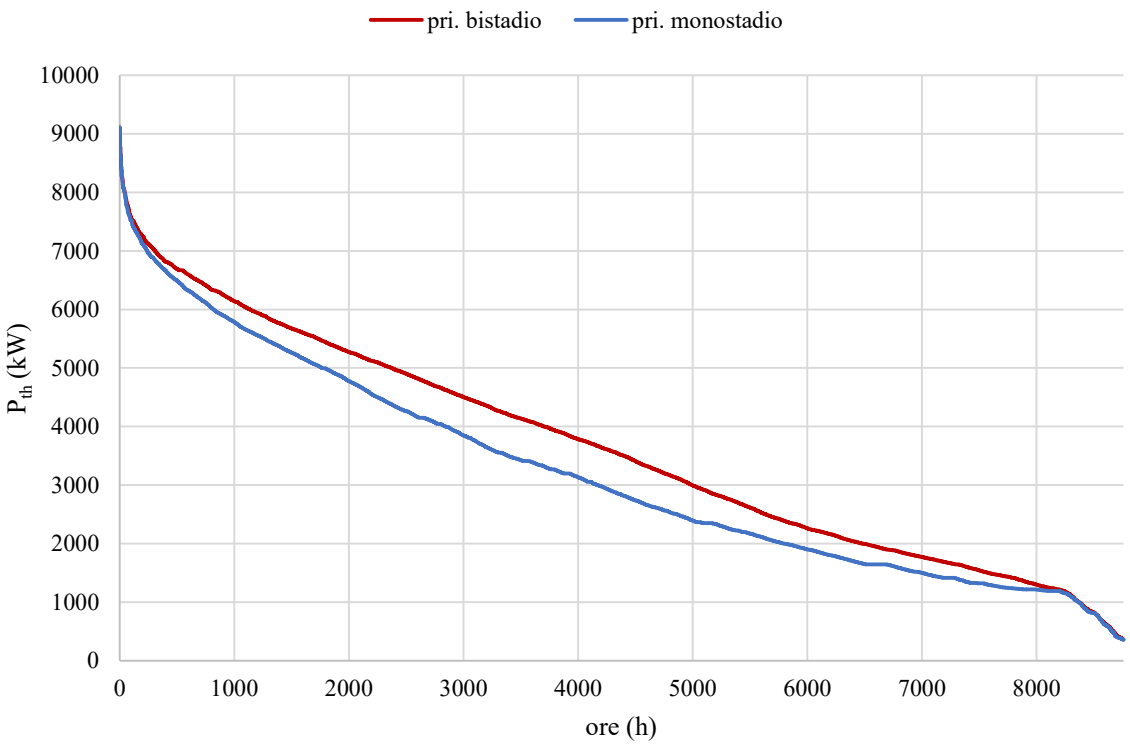

Figura 5.7: curve cumulate carico termico alta temperatura

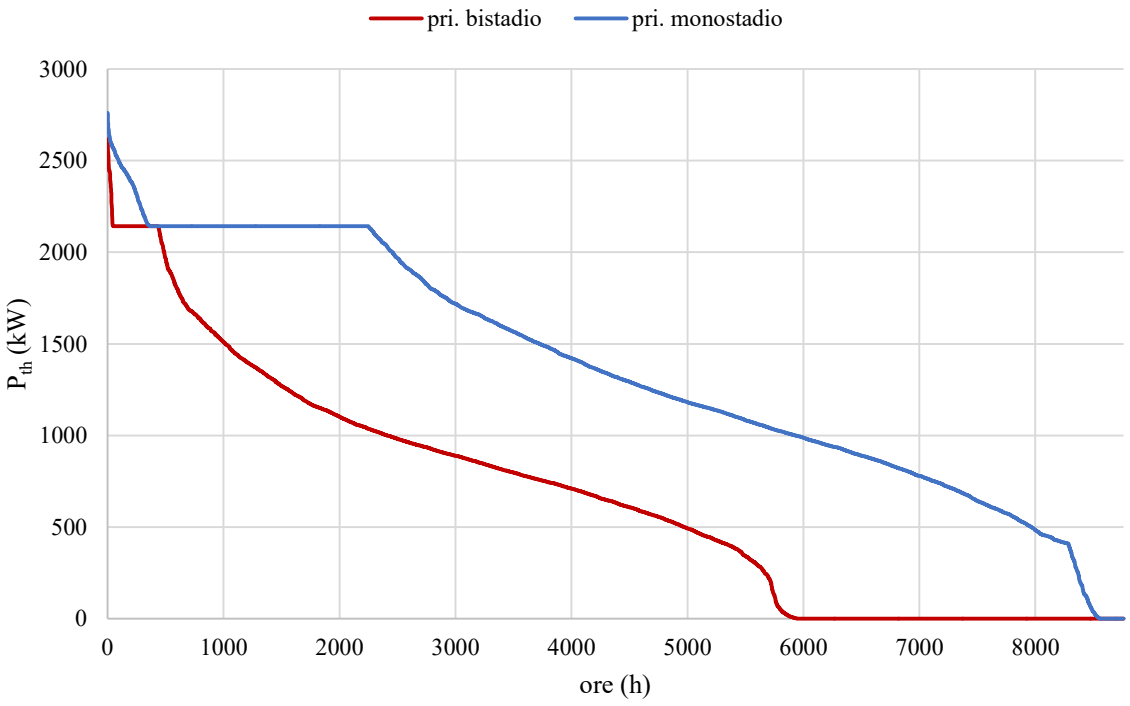

Figura 5.8: curve cumulate carico termico bassa temperatura

Il COP quasi doppio del bistadio non giustifica quindi la sua priorità di funzionamento sul monostadio, per via del fatto che i motori primi lavorano con un rendimento termico di produzione dell'acqua calda del circuito 'bassa temperatura' maggiore di quello complessivo 'alta temperatura'. Questo è indice di uno svantaggio economico dell'impiego di un frigorifero ad assorbimento bistadio di tale potenza per il caso studio in esame, considerando gli elevati costi d'investimento della tecnologia [3] e le ridotte ore di funzionamento.

Altro importante risultato che si evince dalle figure 6.5 e 6.6 è la convenienza della logica d'inseguimento termico ad alta temperatura. Nonostante con questo tipo di regolazione l'impianto di cogenerazione scarterebbe mediamente ~10^1 GWh di energia termica all'anno su un fabbisogno dello stesso ordine di grandezza, si genera un risparmio economico notevole sull'energia elettrica autoconsumata, come approfondito in seguito.

La variabile finale di studio è stata il carico minimo d'attivazione dei cogeneratori. Lo studio è stato fatto in accordo a quanto descritto nel paragrafo dei criteri di regolazione dell'impianto. I risultati per le configurazioni migliori individuate sono rappresentati in figura 6.9.

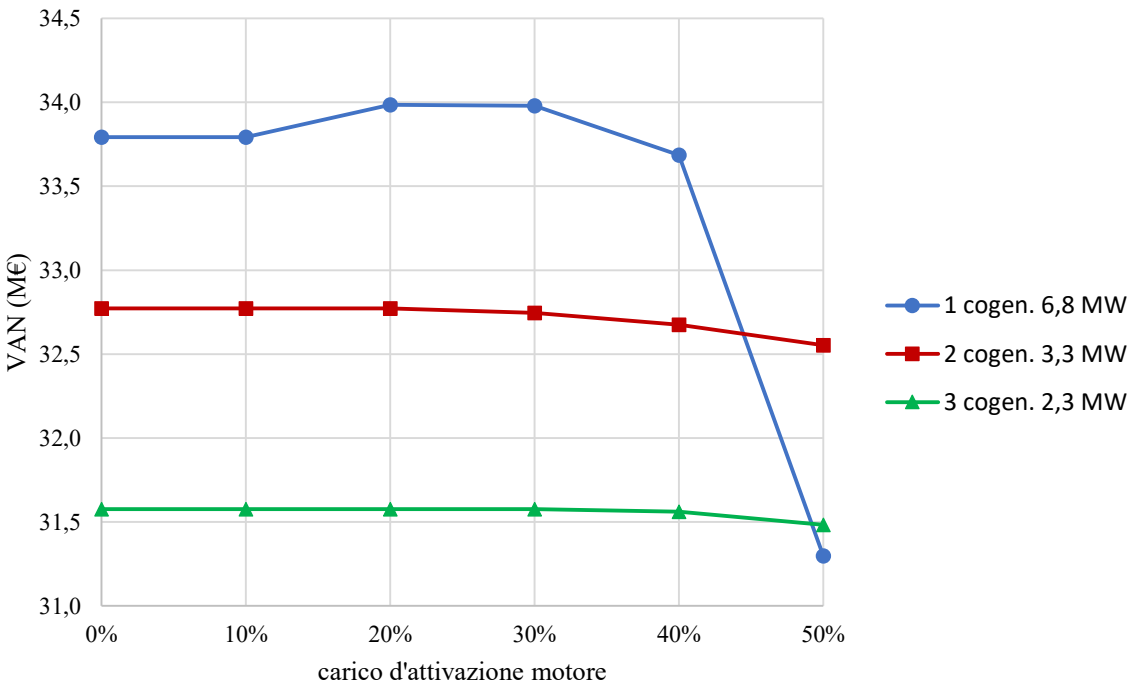

Figura 5.9: andamento del VAN al variare del carico d'attivazione del primo cogeneratore della serie per le migliori configurazioni d'impianto

Nei tre casi rappresentati la percentuale minima fittizia di funzionamento e attivazione dei cogeneratori coincide con il 20%. L'impatto sull'economia del sistema dei valori di carico minimo si attenua all'aumentare del numero di cogeneratori, così come previsto nello studio. Pur nel caso di un solo cogeneratore, dove la differenza è più marcata, si nota come sia pressoché irrilevante, dal punto di vista dei ricavi, spegnere il motore per percentuali di carico teoriche inferiori al 20-30%. Dopo il 40% invece il divario comincia ad aumentare più considerevolmente, fino ad arrivare al 50% di carico minimo in cui il motore lavora con buoni rendimenti e le perdite si riducono notevolmente.

Da queste analisi si deduce che la soluzione ottimale simulata è quella con priorità di funzionamento del frigorifero ad assorbimento monostadio e due cogeneratori da 3,3 MW_{el} cadauno, operanti con logica d'inseguimento termico 'alta temperatura' e con un carico minimo d'attivazione tra lo 0% e il 20%. Nelle figure 6.10 e 6.11 sono visibili i dati delle ore di funzionamento e di saturazione media annui della soluzione finale.

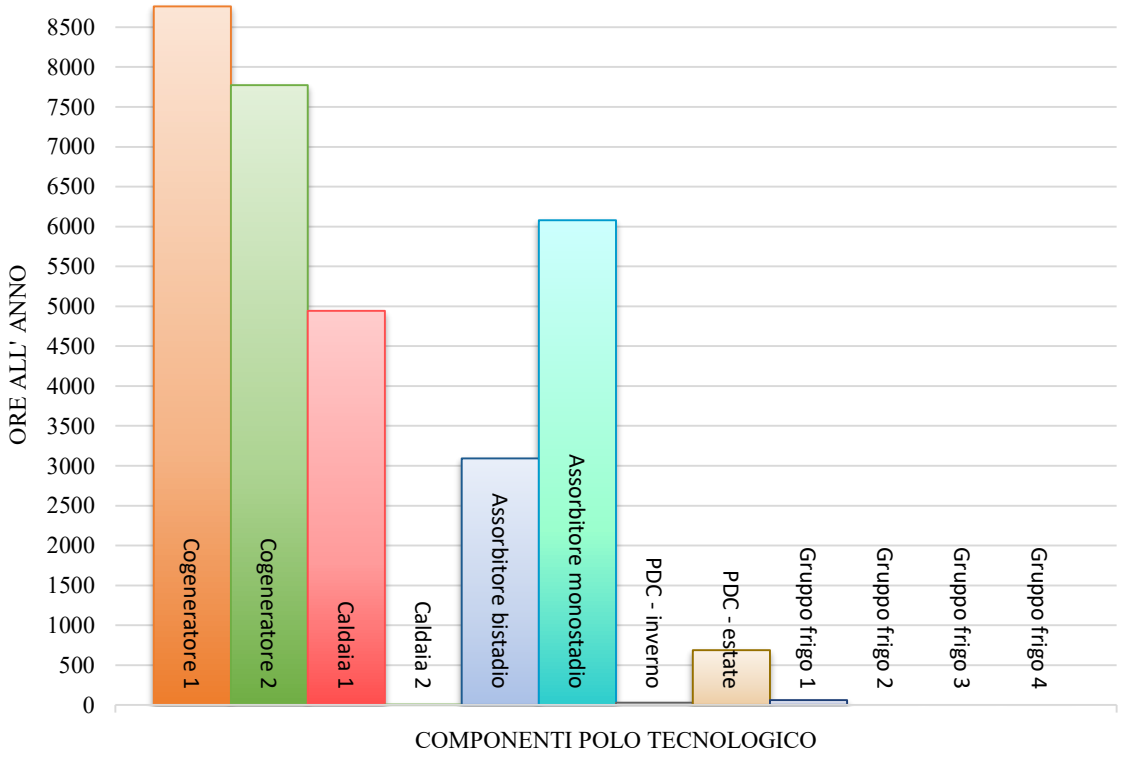

Figura 5.10: ore di funzionamento annue macchine per la soluzione ottimale

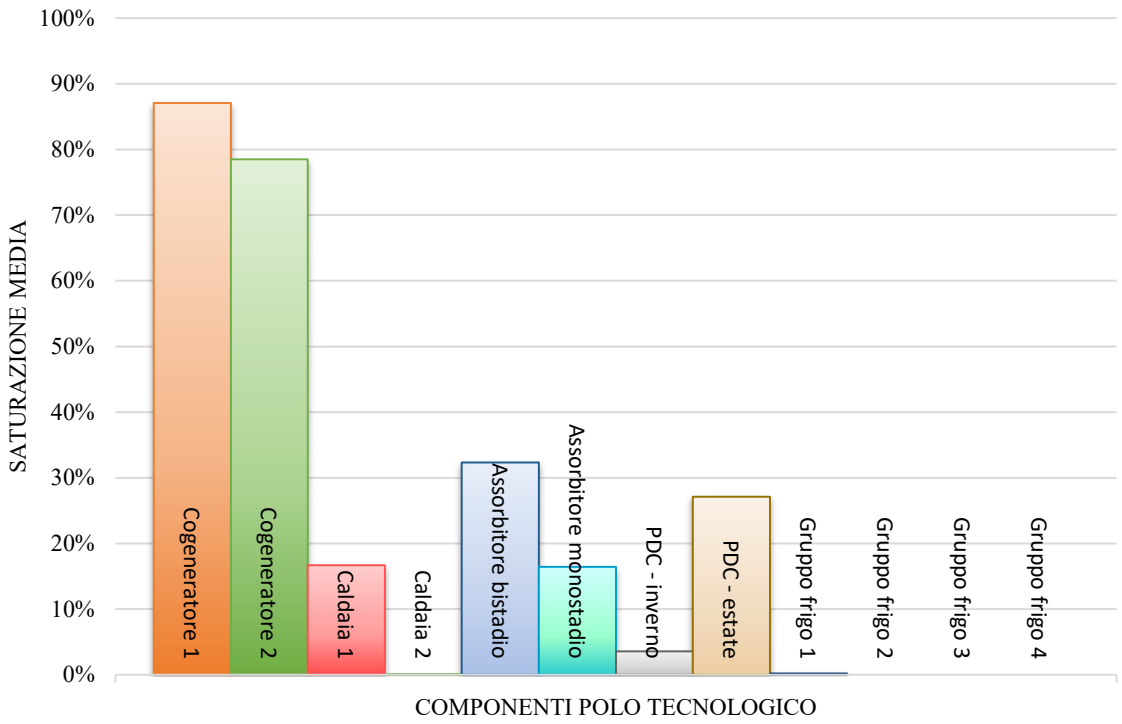

Figura 5.11: percentuali di carico di funzionamento medio macchine per la soluzione ottimale

Rispetto al caso base si nota un'elevazione notevole delle ore di funzionamento del secondo cogeneratore ed un aumento della percentuale di carico medio di lavoro annuale per entrambi i cogeneratori.

Per la configurazione ottimale è stata fatta un'analisi di sensitività che prendesse in considerazione la variazione dei drivers economici di progetto o determinanti di costo dell'impianto. I risultati sono presentati nel caratteristico "spiderplot" di figura 6.12.

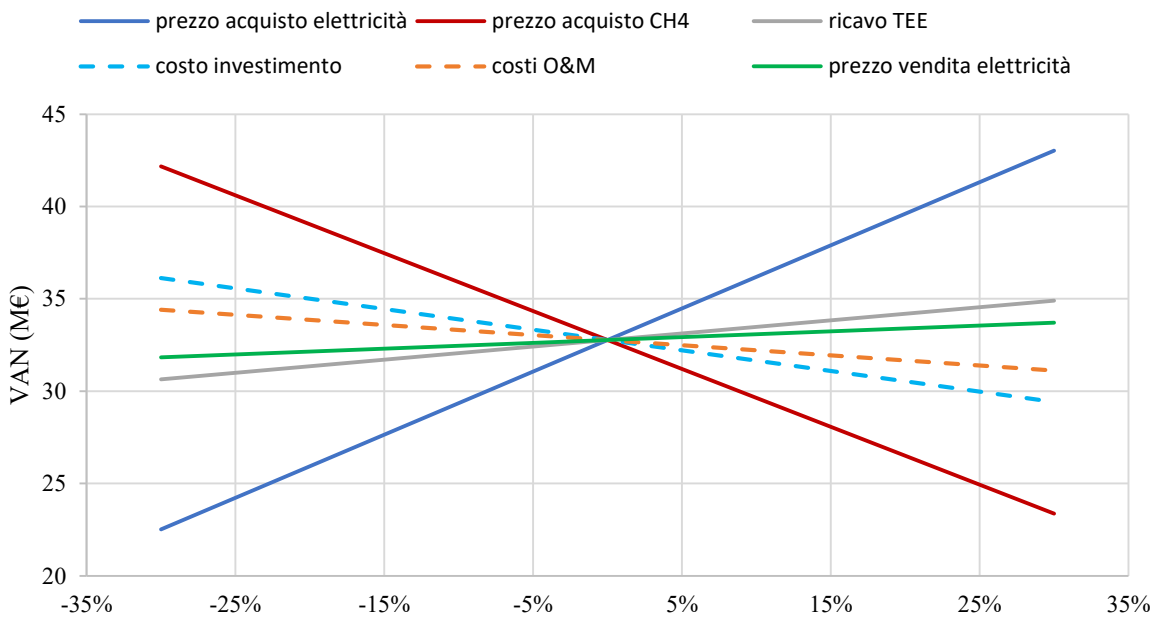

Figura 5.12: andamento del VAN al variare dei determinanti di costo dell'impianto

Mentre le variazioni di prezzo e quindi i ricavi provenienti dalla vendita di certificati bianchi e di energia elettrica non hanno un grosso impatto sui guadagni del sistema, le variazioni del prezzo d'acquisto del gas naturale e, in modo più marcato, dell'energia elettrica possono influire notevolmente sull'economia dell'investimento. L'alterazione del costo d'investimento e dei costi O&M dei cogeneratori ha invece un peso relativamente basso. Sulla base di queste considerazioni è stato fatto uno studio di taglia ottimale con riduzione del prezzo d'acquisto dell'energia elettrica e il risultato finale è rimasto invariato per un intervallo di variazione del 30%. Studi di sensitività del genere sono comuni per questo tipo di analisi [31], anche se presentano delle limitazioni intrinseche dovute fatto che si trascurano gli effetti delle dipendenze mutuali tra i parametri considerati e delle combinazioni di variazioni degli stessi.

6 Conclusioni

Il presente studio ha affrontato il processo di ottimizzazione energetico-economica di un impianto di cogenerazione inserito all'interno di una centrale di fornitura dell'energia per un ospedale di nuova realizzazione in Italia. Il risultato è frutto di uno studio di simulazione dinamica del complesso, realizzato a partire dai dati ricavati dal progetto preliminare del polo tecnologico e da ricerche sul settore. Sul progetto sono state fatte due macro-analisi: quella energetica per l'edificio e per la centrale di produzione dell'energia e quella economica sulla gestione energetica degli impianti a fronte dell'investimento sui cogeneratori. I risultati mostrano dei fabbisogni di energia termica sotto forma di vapore saturo in pressione molto elevati, a tal punto da risultare più conveniente l'utilizzo del frigorifero ad assorbimento monostadio in precedenza al bistadio, nonostante il COP notevolmente minore del primo. Si è proposta e implementata una logica di regolazione dei cogeneratori che prevedesse il massimo sfruttamento dell'energia termica prodotta, bilanciando il carico dei motori in base all'entità dei due tipi di richiesta termica. Il confronto delle simulazioni ha però evidenziato una convenienza maggiore delle soluzioni con inseguimento della richiesta di vapore, poiché collegato ad una maggiore produzione elettrica dei cogeneratori: l'acquisto di questa, infatti, si è rivelato essere il determinante di costo maggiore dell'impianto. Il miglior assetto di motori primi risultante è quindi costituito da due cogeneratori da 3,3 MW_{el} con logica di regolazione 'inseguimento termico alta temperatura'. I benefici derivanti dall'autoconsumo si sono manifestati di gran lunga i maggiori, palesando un peso modesto degli incentivi sull'economia del sistema. Infine, pur se dallo studio sul carico minimo d'attivazione dei cogeneratori si è ottenuto un carico ottimale del 20% per il primo motore, si sono riscontrate delle differenze economiche minime per percentuali tra lo 0% e il 40%. Ciò è dovuto all'inefficienza dei motori primi a bassi regimi e all'elevato numero di ore di richiesta cospicua di vapore.

Lista abbreviazioni

ACS	Acqua Calda Sanitaria;
AEEG	Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas;
AEEGSI	Autorità per l'Energia Elettrica il Gas e il Sistema Idrico;
ARERA	Autorità di Regolazione per Energia Reti e Ambiente;
C.C.	Ciclo Combinato con recupero di calore;
CAR	Cogenerazione ad Alto Rendimento;
CB	Certificato Bianco;
CHP	Combined Heat and Power;
COP	Coefficient of Performance;
D.L.	Decreto-legge;
D.Lgs.	Decreto Legislativo;
D.M.	Decreto Ministeriale;
D-UPS	Dynamic Uninterruptible Power Supply system;
ERP	Equity Risk Premium;
EURIRS	Euro Interest Rate Swap;
GME	Gestore dei mercati energetici;
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning;
M.C.I.	Motore a Combustione Interna;
MGP	Mercato del Giorno Prima;
PES	Primary Energy Saving;
PUN	Prezzo Unico Nazionale;
T.G.	Turbina a Gas con recupero di calore;
T.V.Cd.	Turbina di condensazione a estrazione di vapore;

T.V.Cp.	Turbina a vapore a contropressione;
TAC	Tomografia Assiale Computerizzata;
TEE	Titolo di Efficienza Energetica;
TEP	Tonnellata Equivalente di Petrolio;
TIR	Tasso Interno di Rendimento;
UTA	Unità di Trattamento Aria;
VAN	Valore Attuale Netto;
WACC	Weighted Average Cost of Capital.

Bibliografia

[1] E. Bigotti, La riqualificazione energetica nella sanità. Dal sistema complesso ospedaliero al modello di efficientamento energetico, Il Sole 24 Ore, 2012.

[2] RSE, «Contributo delle elettrotecnologie per usi finali al carico di punta,» 2005.

[3] M. Vio, Impianti di cogenerazione, Editoriale Delfino S.r.l., 2009.

[4] A. Gimelli e M. Muccillo, «Optimization criteria for cogeneration systems: Multi-objective approach and application in an hospital facility,» *Applied Energy,* n. 104, pp. 910-923, 2013.

[5] F. Calise, M. Dentice d'Accadia, L. Libertini, E. Quiriti e M. Vicidomini, «A novel tool for thermoeconomic analysis and optimization of trigeneration systems: A case study for a hospital building in Italy,» *Energy,* n. 126, pp. 64-87, 2017.

[6] Ministero dello Sviluppo Economico, «Relazione annuale sulla cogenerazione in Italia - anno produzione 2015,» 2017.

[7] M. Bo, «Le problematiche idroniche dei generatori di calore a combustione,» in *Manuale d'ausilio alla progettazione termotecnica. Idronica*, Aicarr, 2015, pp. 253-308.

[8] E. Cottatellucci, «Cogenerazione ad alto rendimento: La situazione in Italia, evoluzione e sviluppi futuri,» in *Quale mercato per la cogenerazione?*, Roma, 2018.

[9] GME, «Regole di funzionamento del mercato dei Titoli di Efficienza Energetica (Certificati Bianchi),» 2018.

[10] GSE, «Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento,» 2012.

[11] R. Blasi, ENERGIE RINNOVABILI PER LA SALUTE: L'impianto di trigenerazione e sonde geotermiche per l'Ospedale San Giovanni Bosco di Napoli., Università degli studi di Napoli Federico II: [Tesi di dottorato], 2013.

[12] ENEA e Dipartimento di Energetica dell'Università di Pisa, «Valutazione dei consumi nell'edilizia esistente e benchmark mediante codici semplificati: analisi di edifici ospedalieri,» report RSE/2009/117, 2009.

[13] P. Pisani, Simulazione energetica di edifici ospedalieri: analisi e gestione dei consumi elettrici, Torino: [Tesi di laurea magistrale], 2014.

[14] D. B. Espirito Santo, «An energy and exergy analysis of a high-efficiency engine trigeneration system for a hospital: a case study methodology based on annual energy demand profiles,» *Energy and Buildings,* n. 76, pp. 185-198, 2014.

[15] J. Ortiga, J. C. Bruno e A. Coronas, «Selection of typical days for the characterisation of energy demand in cogeneration and trigeneration optimisation models for buildings,» *Energy Conversion and Management,* n. 52, pp. 1934-1942, 2011.

[16] J. García Sanz-Calcedo, F. Cuadros Blázquez, F. López Rodríguez e A. Ruiz-Celma, «Influence of the number of users on the energy efficiency of health centres,» *Energy and Buildings,* n. 43, pp. 1544-1548, 2011.

[17] A. González González, J. García-Sanz-Calcedo e D. Rodríguez Salgado, «A quantitative analysis of final energy consumption in hospitals in Spain,» *Sustainable Cities and Society,* n. 36, pp. 169-175, 2018.

[18] The Brattle Group, Inc., «Il valore dell'Equity Risk Premium da utilizzare nel calcolo del WACC,» 2013.

[19] ARERA, «Criteri per la determinazione delle tariffe per l'attività di trasporto e di dispacciamento del gas naturale per il terzo periodo di regolazione,» 2009.

[20] R. Athawale e F. A. Felder, «Incentives for Combined Heat and Power plants: How to increase societal benefits?,» *Utilities Policy,* n. 31, pp. 121-132, 2014.

[21] SENTECH Incorporated, «C&I CHP Technology Cost and Performance Data Analysis for EIA,» 2010.

[22] U.S. Environmental Protection Agency, «CHP Catalog, Combined Heat and Power

Partnership,» 2015.

[23] U.S. Environmental Protection Agency, «CHP Catalog, Combined Heat and Power Partnership,» 2008.

[24] U.S. Energy Information Administration, «Capital Cost Estimates for Utility Scale Electricity Generating Plants,» 2016.

[25] ARERA, «Relazione annuale sullo stato dei servizi e sull'attività svolta,» 2017.

[26] ARERA, «Resoconto dell'indagine conoscitiva relativa all'andamento del mercato dei titoli di efficienza energetica (certificati bianchi), Allegato A,» 2017.

[27] GME, *Newsletter del GME,* Novembre 2017.

[28] GME, *Newsletter del GME,* Dicembre 2017.

[29] GME, *Newsletter del GME,* Gennaio 2018.

[30] GME, *Newsletter del GME,* Febbraio 2018.

[31] S. Yoshida, K. Ito e R. Yokoyama, «Sensitivity analysis in structure optimization of energy supply systems for a hospital,» *Energy Conversion and Management,* n. 48, pp. 2836-2843, 2007.

Bibliografia generale

AiCARR, «Risparmio energetico nelle strutture sanitarie», *AiCARR Journal n. 6*, 2011.

AiCARR, «Efficienza e comfort negli alberghi», *AiCARR Journal n. 9*, 2011.

AiCARR, «Strutture sanitarie», *AiCARR Journal n. 39*, 2016.

AiCARR, «Impiantistica ospedaliera», *AiCARR Journal n. 47*, 2017.

ARERA, «Aggiornamento del Testo Integrato Sistemi Semplici di Produzione e Consumo e del Testo Integrato Sistemi di Distribuzione Chiusi a seguito del decreto-legge "Milleproroghe 2016"», Delibera 276/2017/R/eel, 20 aprile 2017.

ARERA, «Avvio di istruttoria conoscitiva sull'andamento del mercato dei titoli di efficienza energetica (certificati bianchi), orientata all'eventuale revisione delle modalità di determinazione del contributo tariffario ai soli fini di aumentare l'efficienza del meccanismo», Delibera 710/2016/E/EFR, 1 dicembre 2016.

ARERA, «Condizioni per il riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore come cogenerazione ai sensi dell'articolo 2, comma 8, del decreto legislativo 16 marzo 1999, n. 79», Delibera n. 42/02, 2002.

ARERA, «Prime misure urgenti di aggiornamento dei regolamenti del mercato e delle transazioni bilaterali dei titoli di efficienza energetica (certificati bianchi) in coerenza con il disposto del decreto ministeriale 28 dicembre 2012. Istituzione di un sistema di monitoraggio dell'autorità per l'energia elettrica e il gas sul mercato dei titoli», Delibera 53/2013/R/EFR, 14 febbraio 2013.

A. Bagnasco, F. Fresi, M. Saviozzi, F. Silvestro, A. Vinci, «Electrical consumption forecasting in hospital facilities: an application case», *Energy and Buildings*, n. 103, pp. 261-270, 2015.

O. Balli, H. Aras, A. Hepbasli, «Exergoeconomic analysis of a combined heat and power (CHP) system», *International Journal of Energy Research*, n. 32, pp. 273-289, 2008.

G. Bartolo, Cogenerazione su piccola scala, Politecnico di Milano: [Tesi di laurea magistrale], 2010.

F. Belviglieri, E. Gonzi, A. Mozzanega, «La modellazione energetica e l'edificio reale: analisi comparata dei fabbisogni rilevati rispetto a quelli previsti quale strumento per il Commissioning Continuo», atti convegno nazionale AICARR, Bologna, 2012.

F. Cicciarella, Simulation of Emerging Smaller-Scale Tri-Generation Systems, Politecnico di Torino: [Tesi di laurea magistrale], 2015.

V. Congradaca, B. Prebiracevic, N. Jorgovanovic, D. Stanisic, «Assessing the energy consumption for heating and cooling in hospitals», *Energy and Buildings*, n. 48, pp. 146-154, 2012.

A. Crinò, CHP Technologies in the Midwest of USA: Energy and Economic Evaluation of a CHP System for a Prototype Hospital, Politecnico di Torino: [Tesi di laurea magistrale], 2014.

Department of Energy and Climate Change, «CHP Finance; A detailed guide for CHP developers – Part 5», Londra, 2008.

Energifera Srl, «Inquadramento normativo e permitting autorizzativo», Seminario tecnico: *Cogenerazione, risparmio energetico e risparmio economico*, Ordine degli Ingegneri di Como, 2014, disponibile al sito web: http://www.energifera.com/bm16/wp-content/uploads/2016/11/161124_Normativa-e-Permitting.pdf [consultato il 6.11.2017].

P. Galli, Simulation of a small scale cogeneration system using a microturbine, Politecnico di Torino: [Tesi di laurea magistrale], 2016.

GME, «Vademecum della borsa elettrica», 2012.

GSE, «Linee guida per l'applicazione del Decreto del. Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011 – Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR)», Ministero dello Sviluppo Economico, 2012.

GSE, «Sintesi nuovo decreto Certificati Bianchi», 2017, disponibile al sito web: https://www.gse.it/documenti_site/Documenti%20GSE/Servizi%20per%20te/CERTIFICATI

%20BIANCHI/DOCUMENTI/Sintesi%20nuovo%20decreto%20Certificati%20Bianchi.PDF [consultato il 3.11.2017].

ICF International Inc., «Catalog of CHP Technologies; Section 2: Technology Characterization – Reciprocating Internal Combustion Engines», U.S. Environmental Protection Agency, Combined Heat and Power Partnership, 2015, https://www.epa.gov/sites/production/files/2015-07/documents/catalog_of_chp_technologies_section_2._technology_characterization_-_reciprocating_internal_combustion_engines.pdf [consultato il 28.12.2017].

ICF International Inc., «Combined Heat and Power (CHP) Financing Primer», U.S. Department of Energy (U.S. DOE) Office of Energy Efficiency and Renewable Energy (EERE) Advanced Manufacturing Office, 2017, disponibile al sito web: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2017/06/f35/CHP%20Financing%20Primer%206-16-17%20Final.pdf [consultato il 28.12.2017].

ICF International Inc., «Combined heat and power: policy analysis and 2011 – 2030 market assessment», California Energy Commission, 2012, disponibile al sito web: http://www.energy.ca.gov/2012publications/CEC-200-2012-002/CEC-200-2012-002.pdf [consultato il 28.12.2017].

IEA (International Energy Agency), «Combined Heat and Power», Energy Technology Systems Analysis Program (ETSAP) - Technology Brief E04, 2010, https://iea-etsap.org/E-TechDS/PDF/E04-CHP-GS-gct_ADfinal.pdf [consultato il 28.12.2017].

J. C. Y. Lee, M. A. Devine, S. J. Szymanski, «Managing Risks, Reaping Rewards through CHP and CCHP; Securing success in combined heat and power using reciprocating engines», Caterpillar, 2013.

G. Leo, Simulation of a cogeneration system using microturbines and organic rankine cycle, Politecnico di Torino: [Tesi di laurea magistrale], 2017.

F. Melino, «Gestione delle risorse: Energia», Università di Bologna - CIRI Energia e Ambiente, *Curiosi Sostenibili*, Faenza (RA), 2014, disponibile al sito web: https://www.slideshare.net/centuriagenzia/gestione-delle-risorse-energia [consultato il 28.12.2017].

A. Moratelli, La Cogenerazione ad Alto Rendimento: il quadro normativo italiano e l'analisi economica per un caso reale, Università di Padova: [Tesi di laurea triennale], 2010.

M. Noussan, M. Jarre, R. Roberto, D. Russolillo, «Combined vs separate heat and power production – Primary energy comparison in high renewable share contexts», *Applied Energy*, n. 213, pp. 1-10, 2018.

Ordine dei Dottori Commercialisti e degli Esperti Contabili (ODCEC) Milano, «La fiscalità della produzione nelle fonti di energie rinnovabili», Quaderno n. 49 Commissione Diritto Tributario Nazionale, 2014, http://www.odcec.mi.it/docs/default-source/quaderni/N_49_-_LA_FISCALITA_DELLA_PRODUZIONE_NELLE_FONTI_DI_ENERGIA_RINNOVABILE.pdf [consultato il 28.12.2017].

A. Prudenzi, V. Caracciolo, A. Silvestri, «Electrical load analysis in a hospital complex», IEEE Bucharest Power Tech Conference, Bucarest, 2009.

L. Rollino, Fabbisogni energetici per edifici caratterizzanti il terziario in Italia: aspetti termici ed illuminotecnici, Politecnico di Torino: [Tesi di dottorato], 2012.

U.S. Energy Information Administration (EIA), «Capital Cost Estimates for Utility Scale Electricity Generating Plants», 2016, disponibile al sito web: https://www.eia.gov/analysis/studies/powerplants/capitalcost/pdf/capcost_assumption.pdf [consultato il 28.12.2017].

A.W.M. van Schijndel, «Optimal operation of a hospital power plant», *Energy and Buildings*, n. 34, pp. 1055-1065, 2002.

M. Vio, «L'importanza del free-cooling negli edifici per la climatizzazione sostenibile; Come il free-cooling può risolvere le conseguenze dovute agli eccessi di isolamento termico», 2015, disponibile al sito web: http://www.giornaleingegnere.it/index.php/raccolta-documenti/category/1-generale?download=78%3Afreecoling [consultato il 14.12.2017].

Sitografia:

www.arera.it

www.assolombarda.it/servizi/energia-e-gas/informazioni/certificati-bianchi-pubblicato-in-gazzetta-ufficiale-il-nuovo-decreto-ministeriale

www.designbuilder.co.uk/helpv5.0/

www.electroyou.it/massimob/wiki/l-efficienza-energetica-e-gli-assorbitori-alimentati-ad-acqua-calda

www.gse.it

www.mercatoelettrico.org/it/

www.nextville.it/news/2804

www.wbdg.org/resources/combined-heat-and-power-chp

Riferimenti normativi:

Decreto interministeriale 4 agosto 2011.

Decreto interministeriale 28 dicembre 2012.

Decreto legislativo 26 ottobre 1995, n. 504.

Decreto legislativo 16 marzo 1999, n. 79.

Decreto legislativo 4 luglio 2014, n. 102.

Decreto ministeriale 20 luglio 2004.

Decreto ministeriale 5 settembre 2011.

Decreto ministeriale 6 luglio 2012.

Decreto ministeriale 11 gennaio 2017.

Direttiva 2012/27/UE del Parlamento europeo e del Consiglio, del 25 ottobre 2012.

Legge 26 aprile 2012, n. 44.

Legge 27 dicembre 1997, n. 449.

Regolamento delegato (UE) 2015/2402 della Commissione, del 12 ottobre 2015.