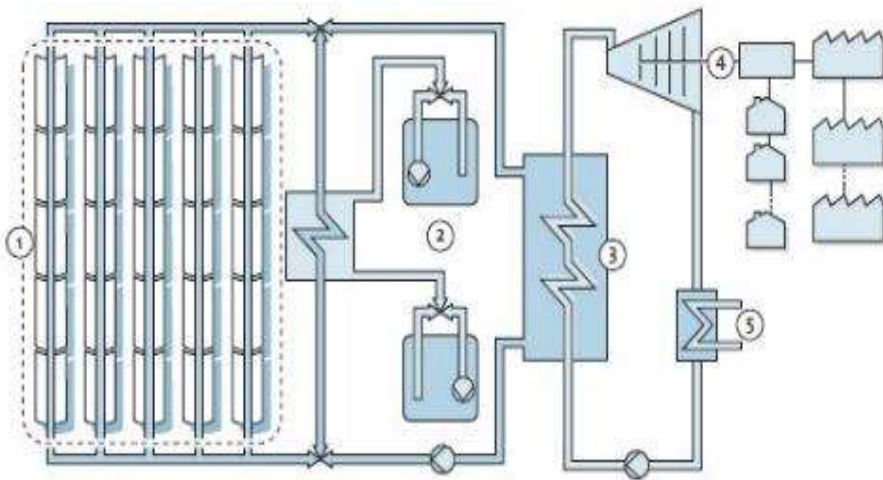


2016

IMPIANTI TERMOTECNICI – VOLUME VI
FONTI DI ENERGIA RINNOVABILI



1. Solar field, 2. Storage, 3. Heat exchanger, 4. Steam turbine and generator, 5. Condenser

PROF. GIULIANO CAMMARATA

FILE: IMPIANTI TERMOTECNICI - VOLUME 6 - 16.docx
AUTORE: GIULIANO;CAMMARATACAMMARATA
DATA: 21 AGOSTO 2016

www.giulianocammarata.it
cammaratagiuliano@gmail.com

La riproduzione a scopi didattici di quest'opera è libera da parte degli utenti purché non siano cancellati i riferimenti all'Autore sopra indicati. Non sono consentiti usi commerciali di alcun genere senza il consenso dell'Autore

STRUTTURA DEL VOLUME

1.	<u>INTRODUZIONE ALL'ENERGETICA</u>	<u>1</u>
2.	<u>ENERGIA SOLARE</u>	<u>29</u>
3.	<u>IMPIANTI SOLARI CON COLLETTORI PIANI</u>	<u>58</u>
4.	<u>IMPIANTI SOLARI DI POTENZA</u>	<u>78</u>
5.	<u>IMPIANTI SOLARI FOTOVOLTAICI</u>	<u>101</u>
6.	<u>ENERGIA EOLICA</u>	<u>115</u>
7.	<u>SOLAR COOLING</u>	<u>132</u>
8.	<u>ENERGIA GEOTERMICA</u>	<u>164</u>
9.	<u>ENERGIA DA BIOMASSE</u>	<u>205</u>
10.	<u>NORMA UNI TS 11300 PARTE 4</u>	<u>211</u>
11.	<u>TERMOVALORIZZAZIONE DEI RIFIUTI SOLIDI</u>	<u>285</u>
12.	<u>LA COGENERAZIONE</u>	<u>311</u>

INTRODUZIONE

Si è più volte accennato alla recente normativa europea ed italiana sull'utilizzo delle fonti rinnovabili. Il D.Lgs. 28/2010 è già entrato in vigore dal 31/05/2012 e prevede l'obbligo di una Quota Rinnovabile (QR) del 20% del fabbisogno energetico con fonti ad energia rinnovabile (FER) che passerà al 35% dal 1/01/2014 e al 50% dal 1/01/2017..

Anche le UNI TS11300/4 sulle FER sono entrate pienamente in vigore e consentono di ridurre il fabbisogno energetico primario dell'edificio utilizzando fonti rinnovabili.

Tuttavia le due norme perseguono obiettivi diversi: la UNI TS11300/4 è relativa alla certificazione energetica e non pone alcun obbligo di utilizzo delle FER. vedendo queste ultime come aiuto alla riduzione dei consumi energetici degli edifici, il D.Lgs. 28/2011 invece obbliga ad utilizzare le FER con una quota minima imposta anche se l'edificio verifica i requisiti energetici e non avrebbe bisogno di integrazioni esterne. In pratica anche se si costruisse un edificio che soddisfa i limiti del D.Lgs. 192/05 per effetto del suo involucro, il D.Lgs. 28/2011 impone egualmente che si utilizzino fonti rinnovabili con una aliquota minima variabile nel tempo.

L'introduzione del D.L. 63 del 06/2013 sul recepimento della direttiva 2010/31/CE introduce l'obbligatorietà, seppure a partire dal 2014, degli edifici Quasi Zero Energia.

Un tale requisito impone consumi energetici molto bassi che possono essere raggiunti quasi esclusivamente con l'utilizzo di fonti rinnovabili. Queste ultime, quindi, dovranno sempre più essere viste non solo come un contributo alla riduzione dei consumi energetici degli edifici ma anche come strumenti necessari a renderli, unitamente agli interventi sull'involucro, a Quasi Zero Energia.

Questo volume vuole presentare le problematiche relative alla fonti di energia rinnovabili, dall'energia solare al fotovoltaico, dall'energia eolica alla cogenerazione ed ad altre fonti che si possono considerare pulite e, in qualche modo, rinnovabili (ad esempio RSU, energia nucleare).

Si tratta di problematiche oggi sempre più connesse all'impiantistica meccanica degli edifici (ma anche nell'impiantistica industriale) e alla progettazione edilizia in genere.

La direttiva 31/2010/CE sulla nuova EPBD introduce, come già accennato, l'esigenza di edifici a *quasi zero energia* (QZE) che dovranno necessariamente essere progettati con nuovi criteri architettonici (edifici passivi) ma dovranno anche integrare, sinergicamente, le fonti energetiche rinnovabili *on site*.

Data la natura della trattazione gli argomenti trattati saranno molto semplificati per necessità temporali.

Buon lavoro.

Catania 21 agosto 2016

Prof. Ing. Giuliano Cammarata

1. INTRODUZIONE ALL'ENERGETICA

Il concetto di *energia* è strettamente legato a quello di *lavoro*. E' interessante osservare quanto è stato detto nel corso dei secoli scorsi sull'energia.

- *Clark Maxwell dice che "lavoro è l'atto di produrre un cambiamento di configurazione in un sistema... Energia è la capacità di compiere lavoro... L'energia totale di qualsiasi sistema materiale è una quantità che non può né essere aumentata né diminuita da qualsiasi azione tra le parti del sistema, benché possa essere trasformata in una qualsiasi delle forme di cui l'energia è suscettibile."*
- *William Thompson afferma che "Chiamiamo energia di un sistema materiale, in un certo stato, (divenuto poi Lord Kelvin) – l'insieme di tutti gli effetti (misurati in unità meccaniche di lavoro) prodotti fuori del sistema quando esso passa, in un modo del tutto arbitrario, dal suo stato a uno stato di riferimento già definito ad hoc."*
- *Max Planck osserva che "Il concetto di energia è, accanto ai concetti di spazio e tempo, il solo che sia comune a tutti i campi della fisica... Anche il principio della conservazione dell'energia ebbe originariamente, prima ancora di venir formulato in forma generale da Meyer, Joule e Helmholtz, un carattere antropomorfo. Esso è già radicato nella nozione che non si può produrre lavoro utile dal nulla; e questa nozione a sua volta ha origine in sostanza dalle esperienze raccolte nei tentativi di risolvere un problema tecnico: l'invenzione del moto perpetuo. Perciò la ricerca del moto perpetuo ebbe per la fisica la stessa importanza che ebbero i tentativi di fabbricare l'oro per la chimica, per quanto non siano stati i risultati positivi, ma i risultati negativi di questi esperimenti quelli da cui la scienza trasse vantaggio. Oggi diciamo che l'energia complessiva contenuta in un sistema chiuso di corpi è una grandezza che non può essere aumentata né diminuita da processi che si svolgono entro il sistema e non pensiamo affatto a far dipendere la validità di questa legge dalla precisione dei metodi che attualmente possediamo per controllare sperimentalmente se sia possibile realizzare il moto perpetuo."*
- *Hermann Weyl dice che "Secondo la teoria speciale della relatività l'energia è una delle componenti, e precisamente quella temporale, di un'entità oggettiva invariante, il quadrivettore, la cui proiezione spaziale è la quantità di moto. I teoremi di conservazione dell'energia e della quantità di moto costituiscono quindi un tutto inseparabile."*

Fino a non molti anni fa l'abbondante disponibilità di energia a basso costo era considerata del tutto scontata, mentre attualmente tutti ormai iniziano ad essere consapevoli della delicatezza del problema energetico. Il primo impatto si ebbe negli anni '70 (crisi petrolifera) quando si vide quintuplicare, nell'arco di pochi anni, il prezzo del petrolio grezzo.

Da quel momento s'iniziò a dedicare maggiore attenzione al "*costo energetico*" e alla sua incidenza nella nostra vita. Ad esempio, in Italia fu emanata una legge (L. 373/76) che, per la prima volta, mirava a contenere i fabbisogni termici per il riscaldamento invernale degli edifici civili ed industriali. La disciplina che studia l'uso razionale dell'energia è detta *Energetica*.

La questione energetica, oltre che dal punto di vista tecnico, è divenuta assai complessa anche per le sue vaste implicazioni politiche ed economiche. I problemi energetici attuali e futuri non possono essere affrontati, infatti, senza tenere in debito conto:

- *rapporto tra la produzione termoelettrica di energia e l'inquinamento;*
- *rapporto tra l'inquinamento atmosferico ed il progressivo riscaldamento della Terra provocato dall'effetto serra;*
- *rapporto con lo sviluppo demografico (implicazioni politiche).*

Attualmente i problemi posti dalla disponibilità e da un efficiente uso dell'energia nelle sue varie forme rivestono enorme importanza per il benessere e la qualità della vita umana. Ogni impropria utilizzazione costituisce, di per sé, uno “spreco”, capace di incidere negativamente sui costi di produzione e d'esercizio, nonché d'incrementare i già notevoli problemi d'inquinamento.

1.1 FORME DIVERSE D'ENERGIA

Una prima importante distinzione attiene a *forme di energia in transito* attraverso il confine del sistema termodinamico in esame (calore e lavoro) e *forme di energia accumulate* in un sistema (ad esempio una massa di materia soggetta ad un campo di forze).

Si può poi distinguere tra ben note e diverse forme di energia e cioè tra:

- *energia meccanica, è una forma di energia pregiata in quanto direttamente utilizzabile e convertibile facilmente ed efficacemente in altre forme. In quanto forma in transito, essa è detta lavoro, mentre come energia accumulata può essere presente sotto forma di energia potenziale e di energia cinetica;*
- *energia elettrica, associata al fluire o all'accumulo di cariche elettriche è, anch'essa, facilmente ed efficientemente convertibile in altre forme, quale l'energia meccanica;*
- *energia chimica, è di per se stessa una forma di energia potenziale accumulata che può liberarsi come risultato di una reazione chimica;*
- *energia nucleare, è anch'essa una forma di energia potenziale accumulata che può liberarsi come risultato di una reazione nucleare e cioè di particolari interazioni riguardanti lo stesso nucleo atomico di alcuni elementi pesanti (uranio, torio);*
- *energia termica, è associata, come noto, a vibrazioni atomiche e molecolari. Nella forma in transito si parla di calore mentre nella forma accumulata di energia interna. Tutte le forme di energia possono essere integralmente convertite in energia termica, mentre la conversione opposta non risulta possibile integralmente (Il Principio della Termodinamica).*

In linea di massima tutta l'energia disponibile sul nostro pianeta si presenta nelle forme sopra ricordate:

- *energia meccanica può rendersi disponibile realizzando cadute idrauliche (dighe, sbarramenti di fiumi e torrenti) oppure mediante sfruttamento delle maree e dei venti;*
- *energia chimica da combustibili (solidi, liquidi e gassosi);*
- *energia elettromagnetica dalle radiazioni solari;*
- *energia termica diretta da sorgenti termiche naturali (soffioni, etc);*
- *energia nucleare attraverso la fissione di uranio e torio ed in futuro da processi di fusione termonucleare di deuterio e di litio.*

1.2 ENERGIA E SVILUPPO

La maggiore o minore disponibilità di energia meccanica utilizzabile per i più svariati scopi ha enormemente condizionato la storia umana. Possiamo citare le seguenti fasi storiche:

- *mondo antico: l'energia meccanica fu ricavata esclusivamente dallo sforzo muscolare (circa 2,3 kWh per giorno e per persona, quantità di energia poco superiori potevano essere ottenute tramite l'uso di cavalli, buoi, etc.);*
- *medioevo: tramite l'utilizzo di mulini a vento e ad acqua si poté fruire di una maggiore quantità d'energia meccanica;*
- *rivoluzione industriale: segnò l'avvento della macchina a vapore. Sadi Carnot (all'inizio del 1800) pubblicò il saggio " **Considérations sur la puissance motrice du feu et sur le machines propres a développer cette puissance**". I combustibili divennero beni sempre più preziosi e cercati. Ad esempio, nell'Inghilterra industriale del 1850 il consumo di combustibile era già equivalente a circa 5 kg di petrolio per giorno e per persona;*
- *epoca contemporanea: il consumo giornaliero di energia pro-capite delle nazioni tecnicamente più sviluppate può essere stimato dell'ordine di circa $5 \times 10^8 J$ (corrispondenti all'energia termica liberata dalla combustione di circa 10 kg di petrolio).*

L'energia prodotta da un combustibile (ad esempio il metano, il carbone, il gasolio) durante il processo di combustione, viene quantificata attraverso il **potere calorifico H_i** che rappresenta la quantità di calore che si può ottenere dalla combustione completa di un chilogrammo di combustibile (reazione chimica di ossidazione completa con aria comburente). Ad esempio, per il metano risulta $H_i = 37,8 \text{ MJ/Kg}$.

Nella valutazione dei fabbisogni energetici, per usare un metro comune e predisporre di un'unità di misura adeguatamente grande, si fa uso del concetto di "**massa di petrolio equivalente**" riferendosi ad esempio a tonnellate di petrolio equivalenti (**tep**). Poiché il potere calorifico del petrolio è assunto convenzionalmente pari a $41,9 \text{ MJ/Kg}$, si ha:

$$1 \text{ tep} = 41,9 \cdot 10^3 \text{ MJ} = 4,19 \cdot 10^{10} \text{ J}$$

1.3 LE FONTI ENERGETICHE

A seconda della loro natura, ossia dei fenomeni da cui traggono origine, le fonti di energia possono essere così classificate, seguendo anche l'ordine storico della loro utilizzazione:

- *1) fonti di energia biologica, data dalla forza muscolare di uomini e animali;*
- *2) fonti di energia eolica, data dalla forza del vento;*
- *3) fonti di energia idraulica, data dalla caduta per gravità di masse d'acqua tra differenti quote geodetiche;*
- *4) fonti di energia termica, data dalla combustione di combustibili solidi [generalmente materie organiche vegetali attuali (legna) o fossili (carbone)], liquidi (olio combustibile) o gassosi (gas idrocarburi naturali), dalla captazione diretta della radiazione solare, dall'utilizzazione di vapor d'acqua ad alta pressione e temperatura prodotto da fenomeni endogeni;*
- *5) fonti di energia gravitazionale, data dall'azione dei campi gravitazionali lunare e solare sulle masse fluide oceaniche terrestri;*
- *6) fonti di energia nucleare, data dalla trasmutazione dei nuclei atomici con sviluppo energetico.*

A seconda del loro modo di impiego le fonti di energia si possono classificare in:

- **fonti primarie**, quando il lavoro utile per l'uomo è ricavato direttamente dall'apparato concentratore di energia predisposto.
- **fonti secondarie**, quando l'energia che esse erogano non è prodotta direttamente, bensì proviene da un apparato primario ed è stata trasformata in altra forma più adatta alla sua utilizzazione e trasporto.

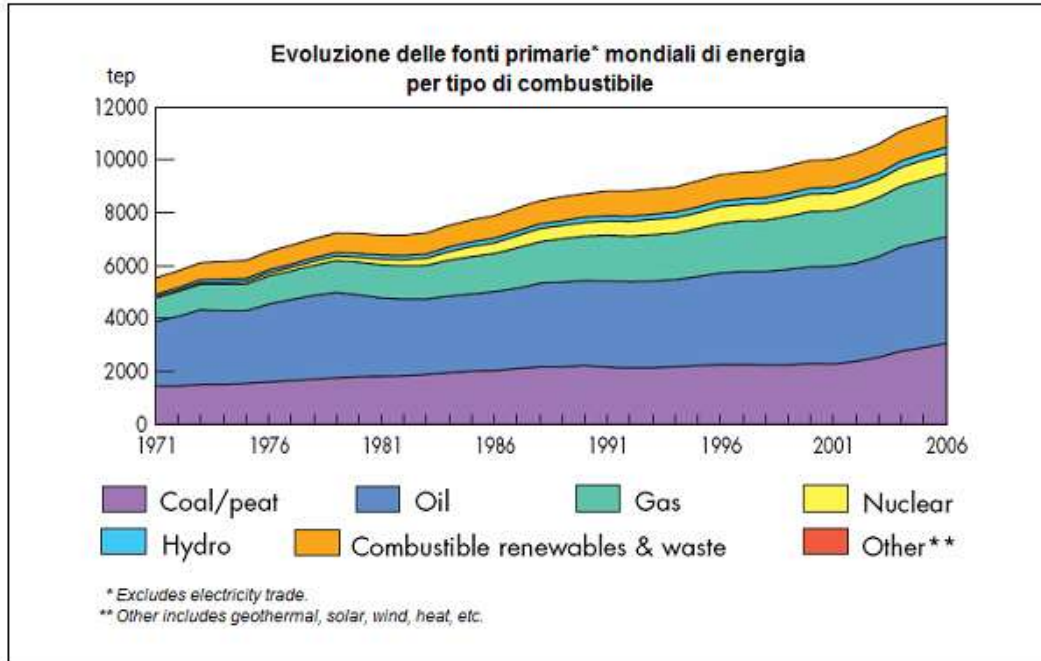


Figura 1: Fonti primarie di energie mondiali

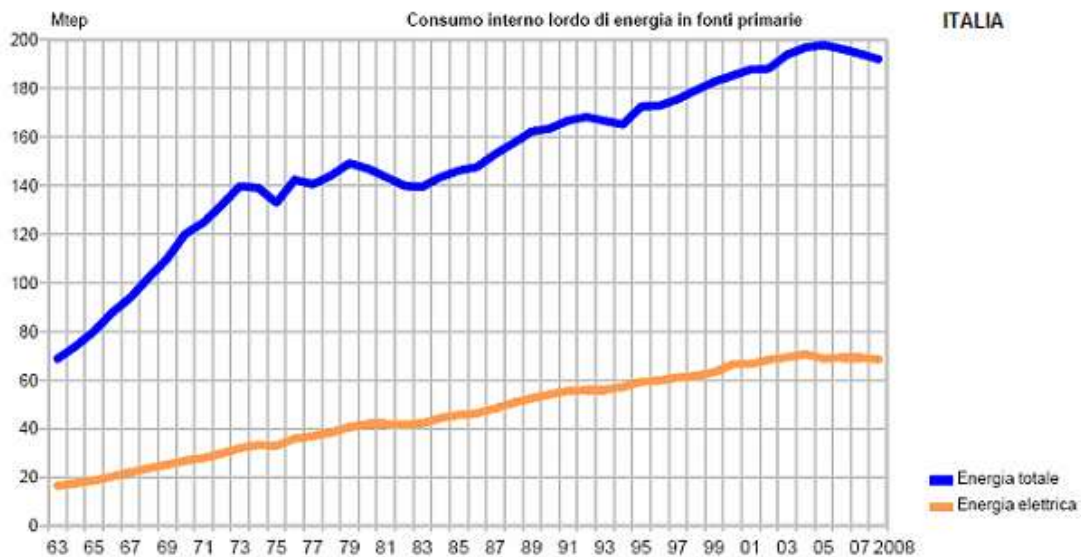


Figura 2: Produzione di energia totale ed elettrica in Italia

Un particolare tipo di energia secondaria è l'**energia elettrica**: essa ha l'inconveniente di non poter essere immagazzinata e pertanto di dover essere prodotta nello stesso istante in cui si manifesta la richiesta.

Essa, tuttavia, ha il pregio grandissimo di essere facilmente trasportabile a distanza e di potersi istantaneamente distribuire nei quantitativi desiderati dall'utilizzatore, il quale può trasformarla a sua scelta con elevati rendimenti in energia meccanica o termica, o utilizzarla anche sotto forma di energia luminosa.

1.1 LE ESIGENZE ENERGETICHE ATTUALI

L'evoluzione dell'Uomo è sempre stata scandita dalla disponibilità di energia. Fin dall'età del fuoco, l'Uomo ha sempre avuto bisogno di fonti energetiche esterne, oltre alla sua forza lavoro.

Per millenni le esigenze energetiche sono state molto limitate, quasi sempre dovute ad esigenze di cottura dei cibi, illuminazione e trasporto.

L'Uomo reperiva le riserve energetiche in natura: alberi, vento, mare, fiumi, animali, ...

Le esigenze energetiche sono state inizialmente modeste, limitate ad alcuni Wh.

Spesso la forza lavoro era data dagli animali o dagli stessi uomini resi schiavi.

Man mano che le conoscenze scientifiche sono progredite son cresciute anche le esigenze energetiche dell'Uomo.

L'utilizzo dei metalli (bronzo, ferro, stagno, rame, ...) ha richiesto energia supplementare rispetto alla vita primitiva. Il legno e, in alcuni casi il carbone, erano le fonti energetiche disponibili.

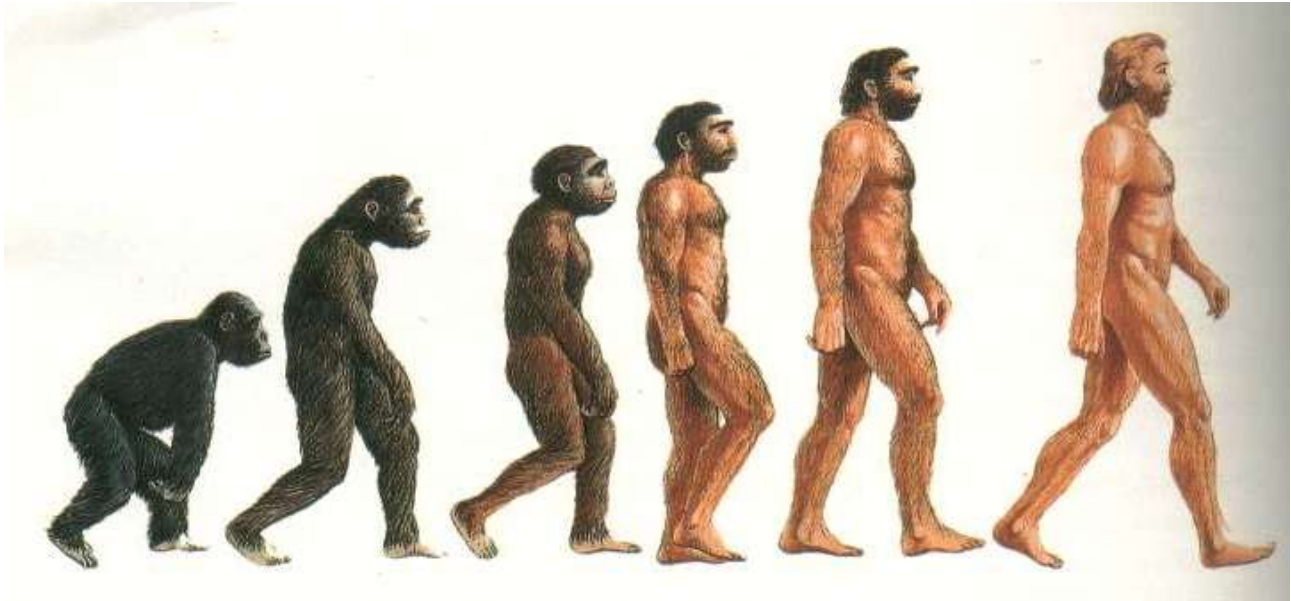


Figura 3: Evoluzione biologica dell'Uomo



Figura 4: Inizio delle esigenze energetiche per l'Uomo

Fino alla scoperta dell'America (1492) l'Uomo aveva avuto uno sviluppo scientifico e tecnologico che oggi consideriamo limitato.

Il lavoro nei campi, nelle miniere, nelle attività produttive in genere erano svolti mediante animali o con gli stessi uomini. A questo scopo da sempre sono esistiti gli schiavi come forza lavoro a basso costo.

Nel **1781** l'inglese **Watt** costruisce la sua prima macchina a vapore. Termodinamicamente era la prima vera trasformazione di calore in lavoro fatta con una macchina industriale. Essa venne utilizzata per varie applicazioni, quali la meccanizzazione degli ascensori per le miniere di carbone del Galles, successivamente, nel **1849**, per le locomotive a vapore (**Stephenson**) e per i primi battelli a vapore (sempre nella metà dell'ottocento).

Possiamo considerare questo l'inizio dell'era industriale. Nacquero, infatti, vere industrie di produzione e di trasformazione che hanno del tutto cambiato la vita dell'Uomo. Siamo soliti chiamare questa come l'**Era Contemporanea**.

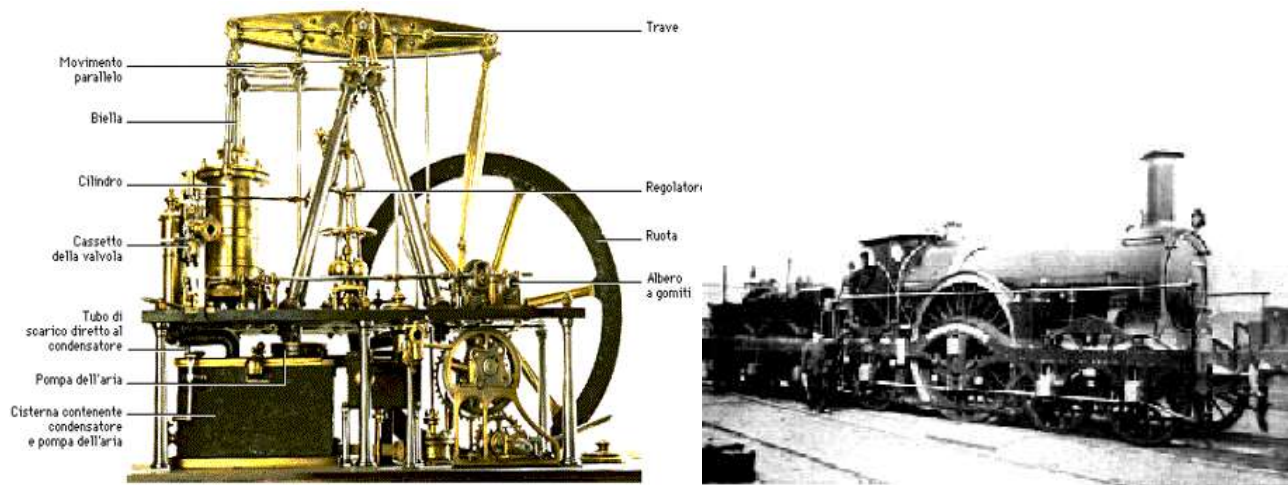


Figura 5: Prime macchine a vapore

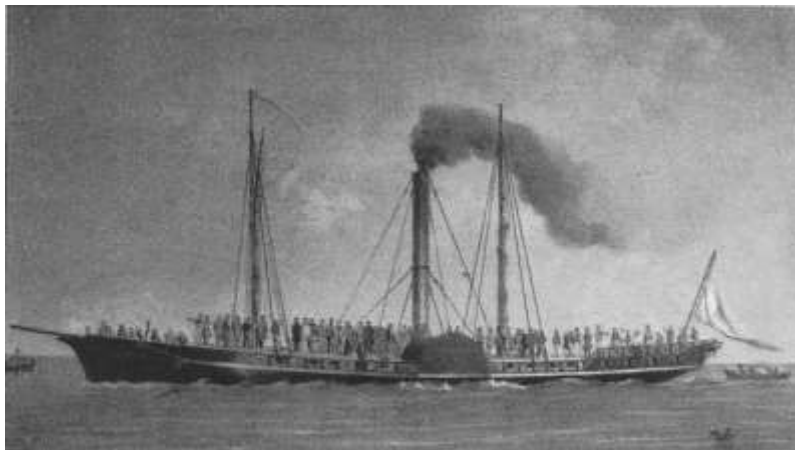


Figura 6: Piroscifo a vapore

Con la fine dell'Ottocento si ha anche l'introduzione dell'elettricità che ha ulteriormente cambiato la vita dell'Uomo. Questa fonte di energia ha notevoli qualità positive perché è facilmente producibile, trasportabile ed utilizzabile con opportune macchine utilizzatrici.

Essa è considerata (spesso a torto) come energia pulita ma in realtà occorre ricordare che l'energia elettrica non è reperita direttamente in natura ma ottenuta da trasformazioni termomeccaniche con speciali macchine e/o impianti.

L'invenzione delle lampade, della radio e della televisione (con l'avvento dell'Elettronica), del computer e di tutti gli altri dispositivi oggi considerati comuni hanno determinato lo stile di vita dell'Uomo contemporaneo.

Per produrre energia elettrica si sono costruite centrali idroelettriche e termoelettriche di potenza sempre più crescenti, dai pochi kW iniziali a GW attuali.

Con la scoperta dell'energia nucleare ha avuto inizio, negli anni 'cinquanta, la costruzione delle prime centrali elettriche nucleari.

Con la produzione di massa di celle fotovoltaiche si è iniziato a produrre energia elettrica utilizzando l'energia solare.

L'utilizzo di pale eoliche ha consentito anche di ottenere energia elettrica da fonte eolica.



Figura 7: Centrali termoelettriche

Nel 1876 Nikolaus August Otto realizzava il primo motore a combustione interna che è alla base delle moderne autovetture.

L'invenzione dell'aereo, 1902, da parte dei fratelli Wright ha fatto nascere l'era dei trasporti aerei. Oggi l'aereo è divenuto uno dei mezzi fondamentali di trasporto, soppiantando anche le navi nelle lunghe distanze.

L'attuale facilità di spostamento, sia con mezzi propri che pubblici, ha consentito una sorta di delocalizzazione del lavoro. Possiamo facilmente andare a lavorare in luoghi distanti decine e/o centinaia di chilometri dalla propria abitazione.

La conseguenza è stata la grande urbanizzazione con l'espansione a macchia d'olio delle grandi città a scapito dei piccoli centri di provincia.

Sempre più risulta conveniente vivere nelle grandi città perché offrono più servizi ed occasioni di lavoro.



Figura 8: Motori a combustione interna ed automobili

La disponibilità di energia a costi ancora relativamente bassi ha reso possibile costruire città anche in climi estremamente rigidi, verso i poli e nelle zone estremamente calde.

Possiamo vivere allo stesso modo a Tampere (Nord della Finlandia) come all'equatore. Le condizioni di comfort termo-igrometrico sono garantiti dagli impianti di climatizzazione.

Tutte le città si sviluppano in modo simile. Grandi agglomerati urbani, grandi infrastrutture di collegamento, servizi diffusi (idrici, elettrici, fognari, telematici, ...).

I problemi energetici si sono acuiti portando il consumo specifico annuo di energia da pochi Wh ad oltre 100 kWh/Persona/anno.



Figura 9: Un moderno aereo



Figura 10: Un moderno grattacielo

1.2 LE CONSEGUENZE DELL'INDUSTRIALIZZAZIONE

Le conseguenze dell'attuale industrializzazione e quindi del grande consumo attuale di fonti prevalentemente fossili sono sotto gli occhi di tutti: si ha un grande **inquinamento** ambientale sia atmosferico che idrico e dei suoli.

Le mappe degli inquinanti principali mostrano una strettissima correlazione fra paesi industrializzati e forti consumatori di energia ed inquinamento.

Il Nord America, l'Europa e le nuove nazioni emergenti Cina ed India hanno le maggiori concentrazioni di NOx in aria.

1.2.1 PRODUZIONE DI NOx

La produzione di NOx nel mondo è data nella figura seguente. Si osservi come le concentrazioni maggiori si hanno in corrispondenza dei paesi più industrializzati,

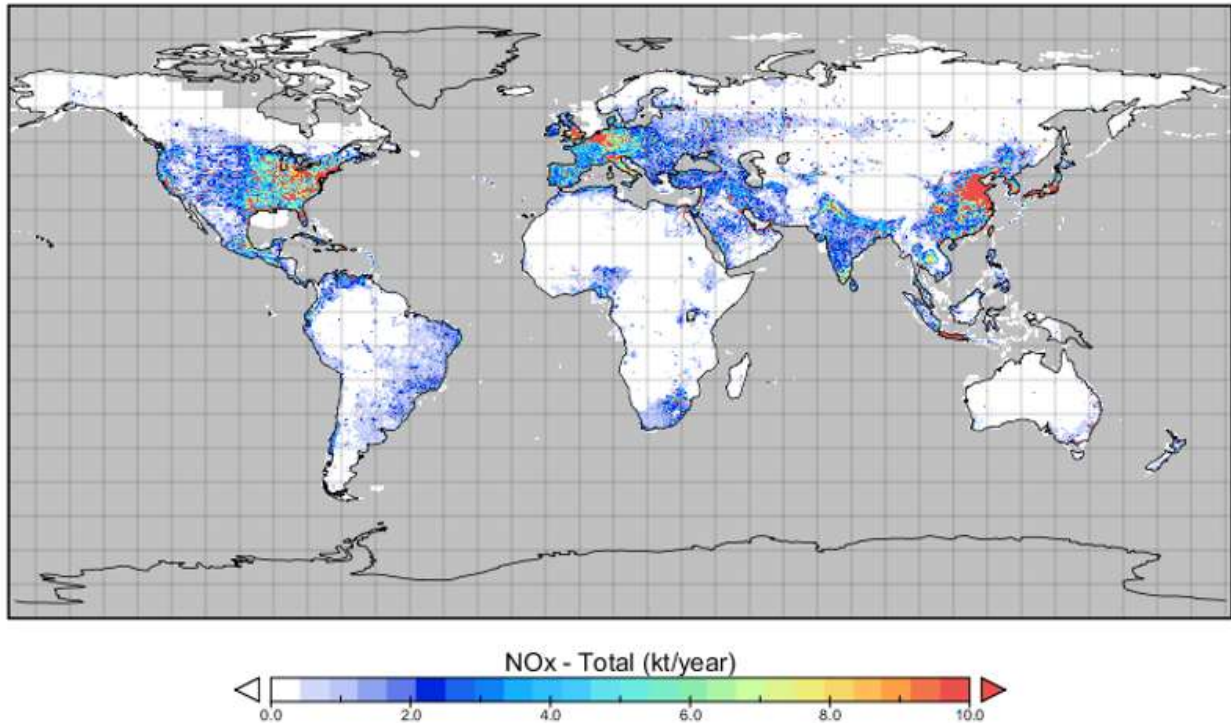


Figura 11: Distribuzione di NOx nel mondo, 2009

1.2.2 PRODUZIONE DI CO2

La produzione di CO2 è data nella figura seguente. I paesi più industrializzati presentano inquinamenti maggiori. I picchi sono negli USA e in Cina a causa dell'utilizzo prevalente del carbone nelle loro centrali termoelettriche.

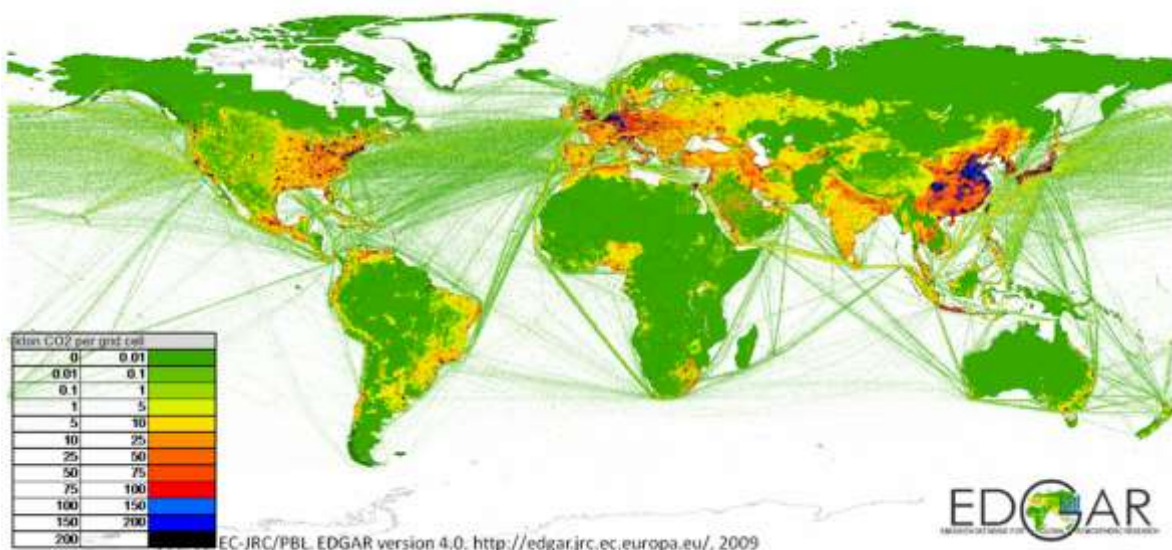


Figura 12: Produzione di CO2 nel mondo, 2009

Nella figura seguente si hanno quattro istantanee dell'inquinamento da CO₂ a partire dal 1864 al 2011. E' ben visibile l'effetto dell'industrializzazione, inizialmente in Europa e negli USA e successivamente nelle altre nazioni.

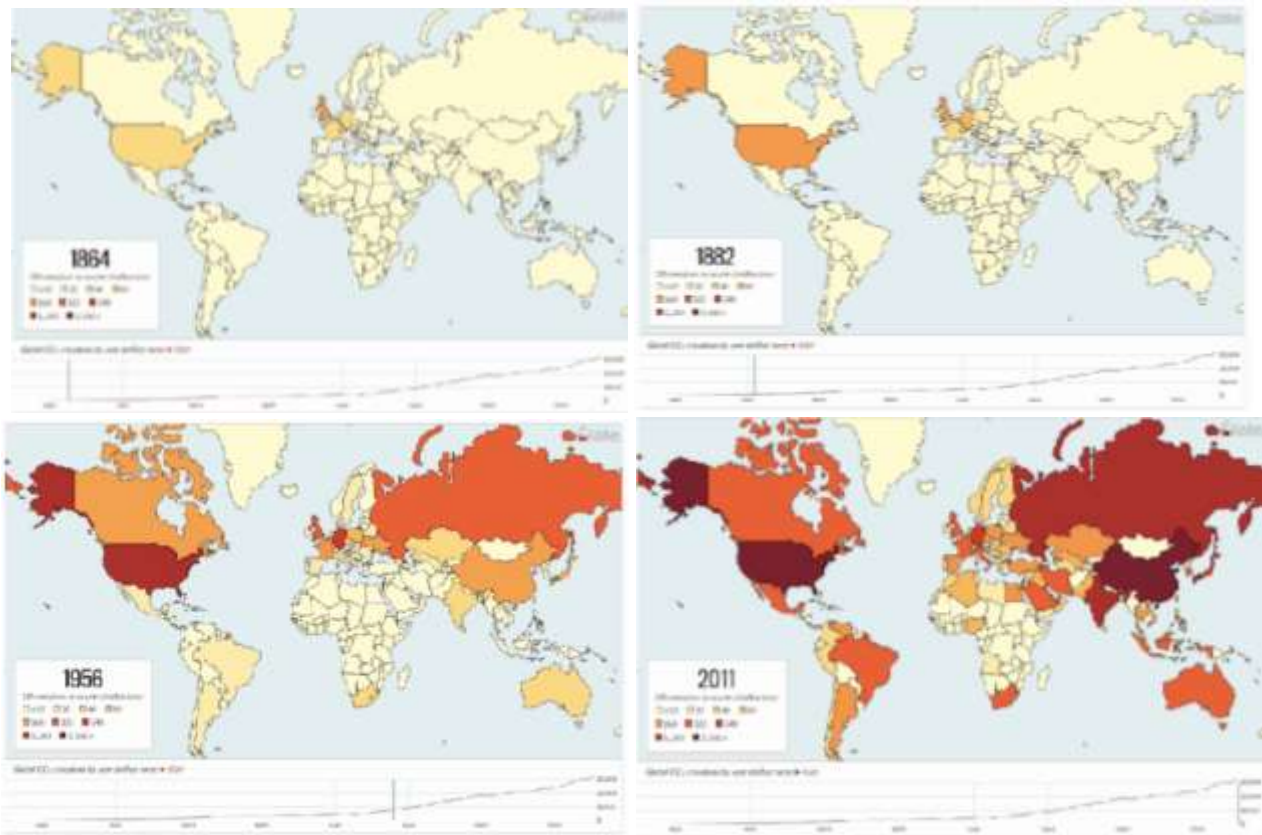


Figura 13: Evoluzione della produzione della CO₂ dal 1864 al 2011

1.3 L'ANTROPOCENE

Il termine indica l'era geologica (più precisamente l'**epoca geologica**) attuale nella quale all'Uomo e alla sua attività sono attribuite le cause principali delle modifiche territoriali, strutturali e climatiche. Il termine deriva dal greco *anthropos*, che significa uomo, e almeno inizialmente non sostituiva il termine corrente usato per l'epoca geologica attuale, **Olocene** (epoca geologica iniziata circa 11700 anni fa a cui si fa risalire il termine dell'ultima glaciazione), ma serviva semplicemente ad indicare l'impatto che l'Homo Sapiens ha sull'equilibrio del pianeta.

Tuttavia più recentemente le organizzazioni internazionali dei geologi stanno considerando l'adozione del termine per indicare appunto una nuova epoca geologica in base a precise considerazioni stratigrafiche.

L'**Antropocene** definisce l'epoca geologica in cui l'ambiente terrestre, inteso come l'insieme delle caratteristiche fisiche, chimiche e biologiche in cui si svolge ed evolve la vita, è fortemente condizionato a scala sia locale sia globale dagli effetti dell'azione umana.

Non essendo un periodo accolto nella scala cronostatigrafica internazionale del tempo geologico (secondo i dettami dell'ICS, International Commission of Stratigraphy), l'Antropocene si può far coincidere con l'intervallo di tempo che arriva al presente a partire dalla rivoluzione industriale del 18° secolo, ossia da quando è iniziato l'ultimo consistente aumento delle concentrazioni di CO₂ e CH₄ in atmosfera. In questo periodo l'impatto dell'uomo sugli ecosistemi si è progressivamente incrementato, veicolato anche da un aumento di 10 volte della popolazione mondiale, traducendosi in alterazioni sostanziali degli equilibri naturali (scomparsa delle foreste

tropicali e riduzione della biodiversità, occupazione di circa il 50% delle terre emerse, sovra sfruttamento delle acque dolci e delle risorse ittiche, uso di azoto fertilizzante agricolo in quantità superiori a quello naturalmente fissato in tutti gli ecosistemi terrestri, immissione in atmosfera di ingenti quantità di gas serra etc.).

1.4 IL PROBLEMA DEGLI APPROVVIGIONAMENTI DELL’ENERGIA IN EUROPA

Da alcuni decenni in Europa e nel mondo si attuano iniziative indirizzate al risparmio energetico e all’efficientamento energetico.

L’Europa ha elevate esigenze energetiche, ai vertici mondiali, e tuttavia solo in parte possono essere soddisfatte con risorse interne.

Il grosso delle fonti energetiche è esterno agli stati europei e questo costituisce una sorta di debolezza industriale e politica. L’approvvigionamento delle fonti energetiche avviene tutt’oggi da area politicamente instabili e con gravi rischi di interruzione dei flussi, come è già avvenuto negli anni ‘settanta a seguito delle guerre arabo – israeliane.

L’inserimento in tempi recenti di grandi nazioni, quali la Cina e l’India, nel contesto industriale internazionale ha accresciuto di molto la domanda di beni energetici con conseguente incremento sia dei prezzi (il petrolio è fino a qualche anno fa schizzato oltre i 120 \$/barile) sia dei problemi politici. Negli ultimi due decenni si è assistito a due guerre in Iraq, una guerra in Libia oltre a numerosi conflitti minori (se così si possono ancora definire) in molti stati mediorientali ed africani.

L’Unione Europea ha deciso di ridurre la dipendenza politico – energetica dall’estero con l’emanazione di direttive specifiche che tendono a limitare sia i consumi energetici che a migliorare l’efficienza degli impianti (sia civili che industriali) e a ridurre l’emissione di CO2. Inoltre l’EU ha fissato nel 27% il contributo energetico da FER entro il 2030 in modo da autoprodurre maggior energia in pari quantità.

1.5 DISPONIBILITÀ DI ENERGIA NEL MONDO

Da alcuni decenni in Europa e nel mondo si attuano iniziative indirizzate al risparmio energetico e all’efficientamento energetico.

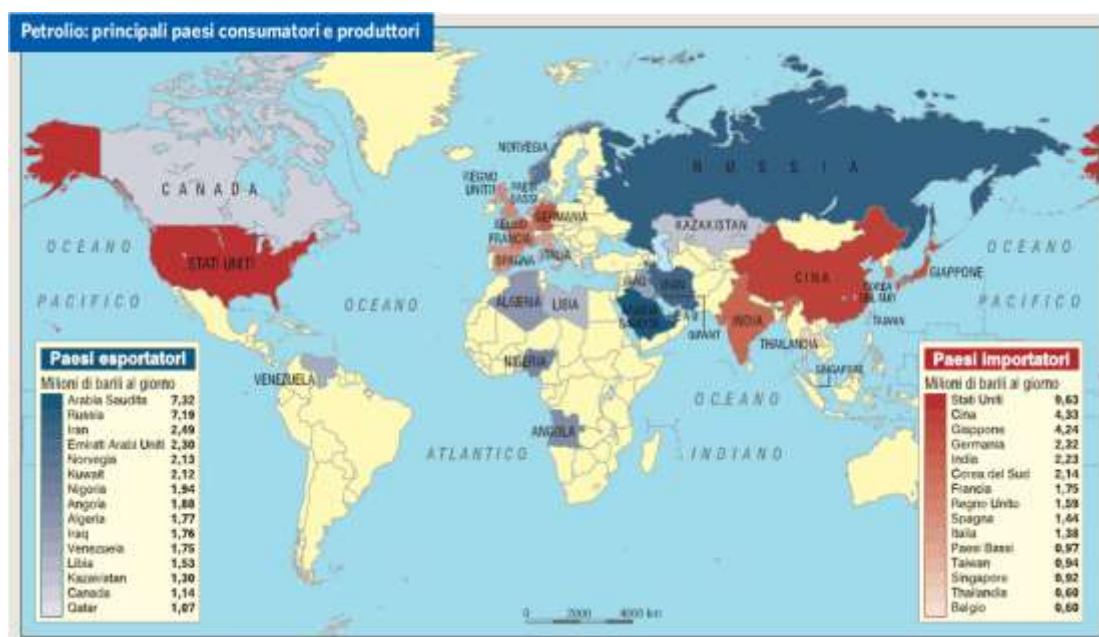


Figura 14: Riserve di petrolio nel mondo al 2014

L'Europa ha elevate esigenze energetiche, ai vertici mondiali, e tuttavia solo in parte possono essere soddisfatte con risorse interne. Il grosso delle fonti energetiche è esterno agli stati europei e questo costituisce una sorta di debolezza industriale e politica. L'approvvigionamento delle fonti energetiche avviene tutt'oggi da area politicamente instabili e con gravi rischi di interruzione dei flussi, come è già avvenuto negli anni 'settanta a seguito delle guerre arabo – israeliane.

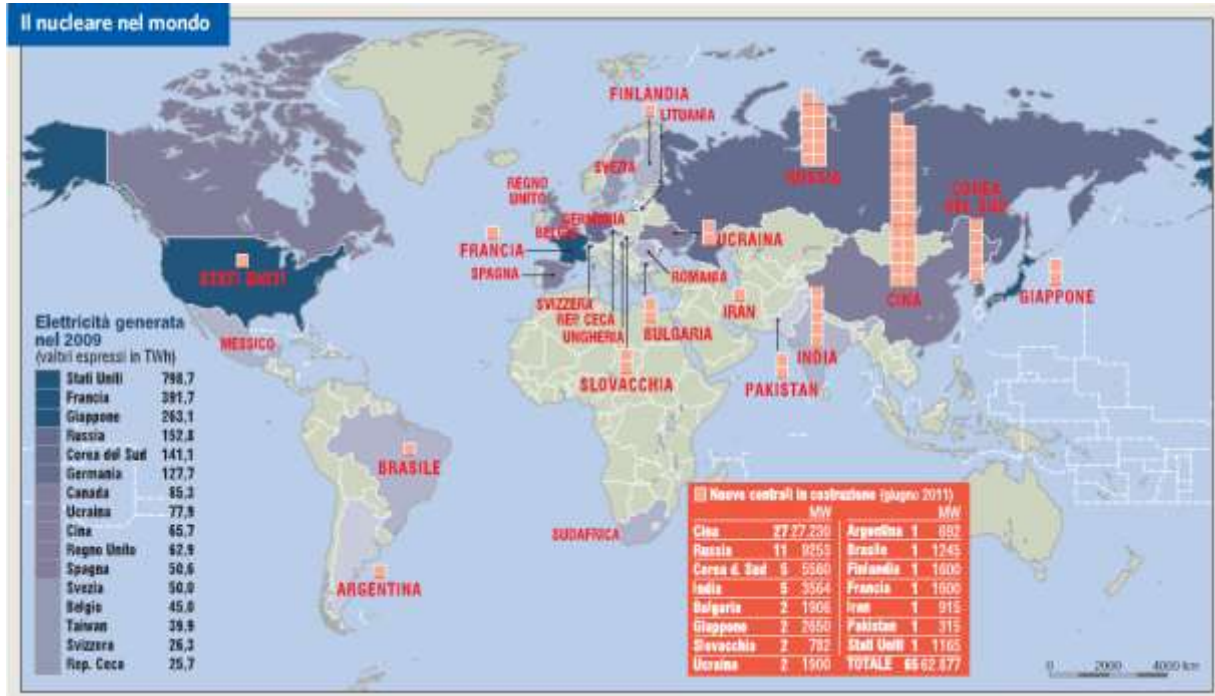


Figura 15: Energia nucleare nel mondo, 2009

RISERVE MONDIALI DI GAS NATURALE AL 31 DICEMBRE 2012

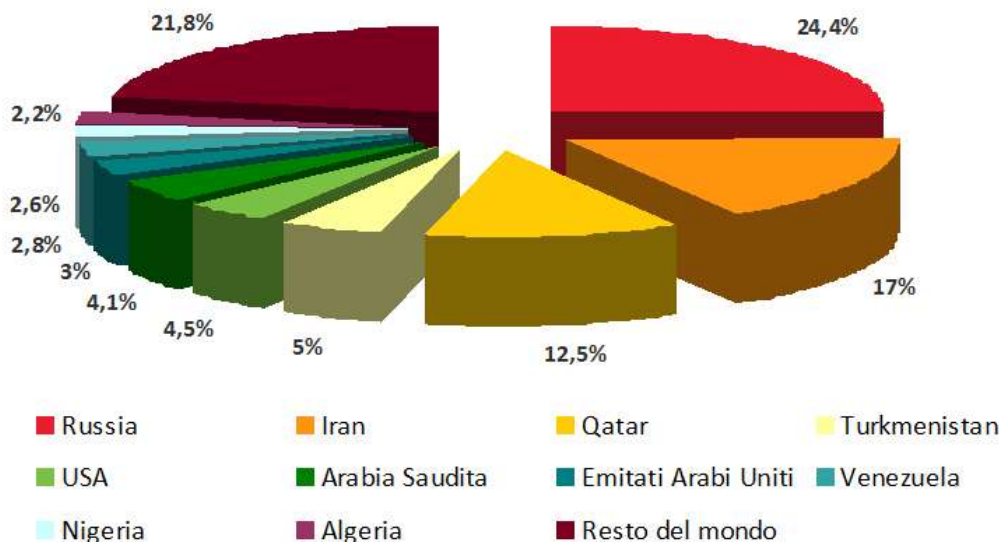


Figura 16: Riserve di gas nel mondo

Nelle figure precedenti e successive sono riportate le situazioni energetiche nel mondo, suddivise per tipologie di fonte energetica.

Sono date anche le curve di previsione della produzione energetica nel mondo, per le varie forme energetiche.

Si osservi come la produzione di energia da fonti fossili (oil, natural gas, coal) sono ancora in aumento fino al 2015, la produzione di energia nucleare da fissione si stabilizza e le *Fonti Rinnovabili* crescono ma non come ci aspetterebbe.

Fra le fonti rinnovabili sono preponderanti quelle da centrali idroelettriche mentre l'energia solare (termica e fotovoltaica) e l'energia eolica rimangono ancora su livelli marginali.



Figura 17: andamento del prezzo del barile di petrolio fino al 2016

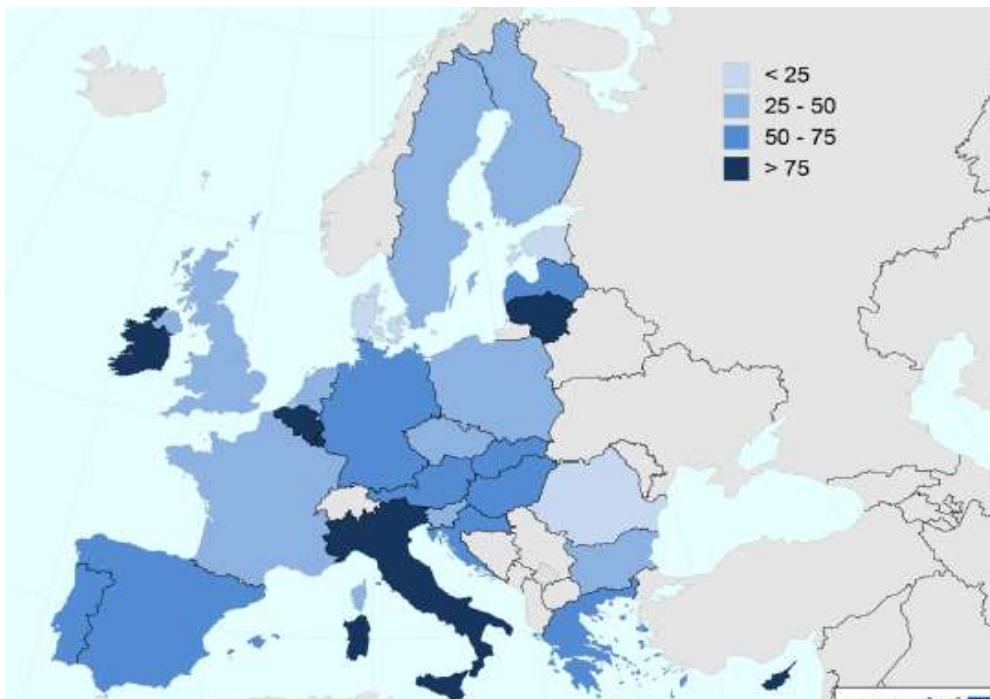


Figura 18: Dipendenza energetica degli stati europei al 2015

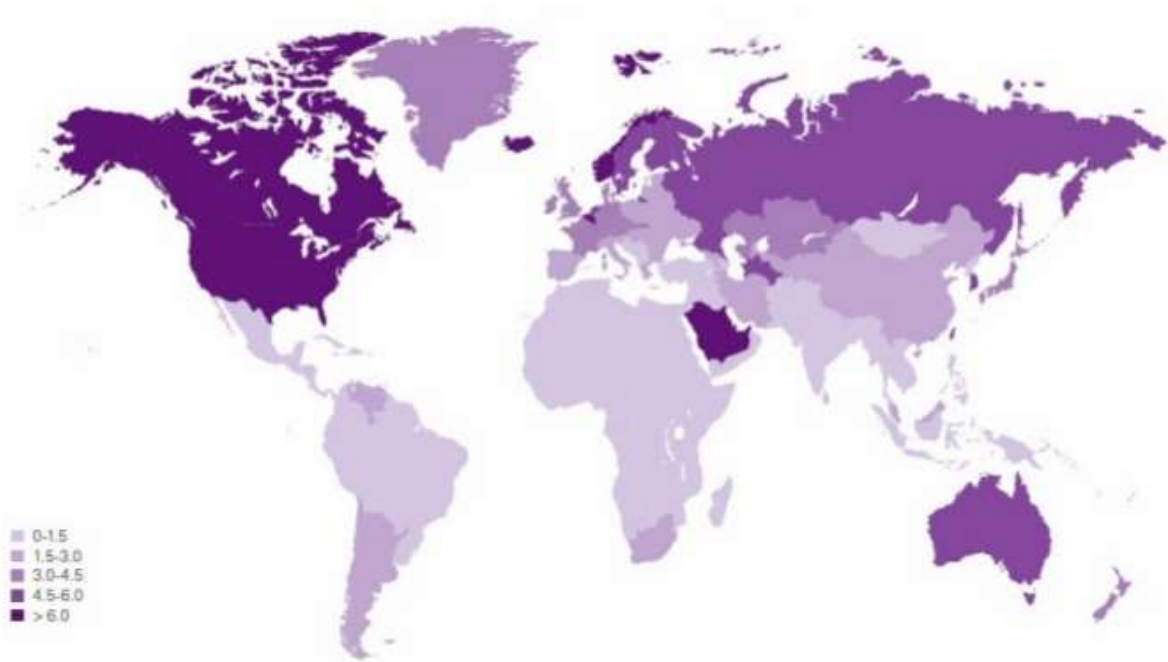


Figura 19: Consumi ori capite di energia primaria nel mondo, 2009

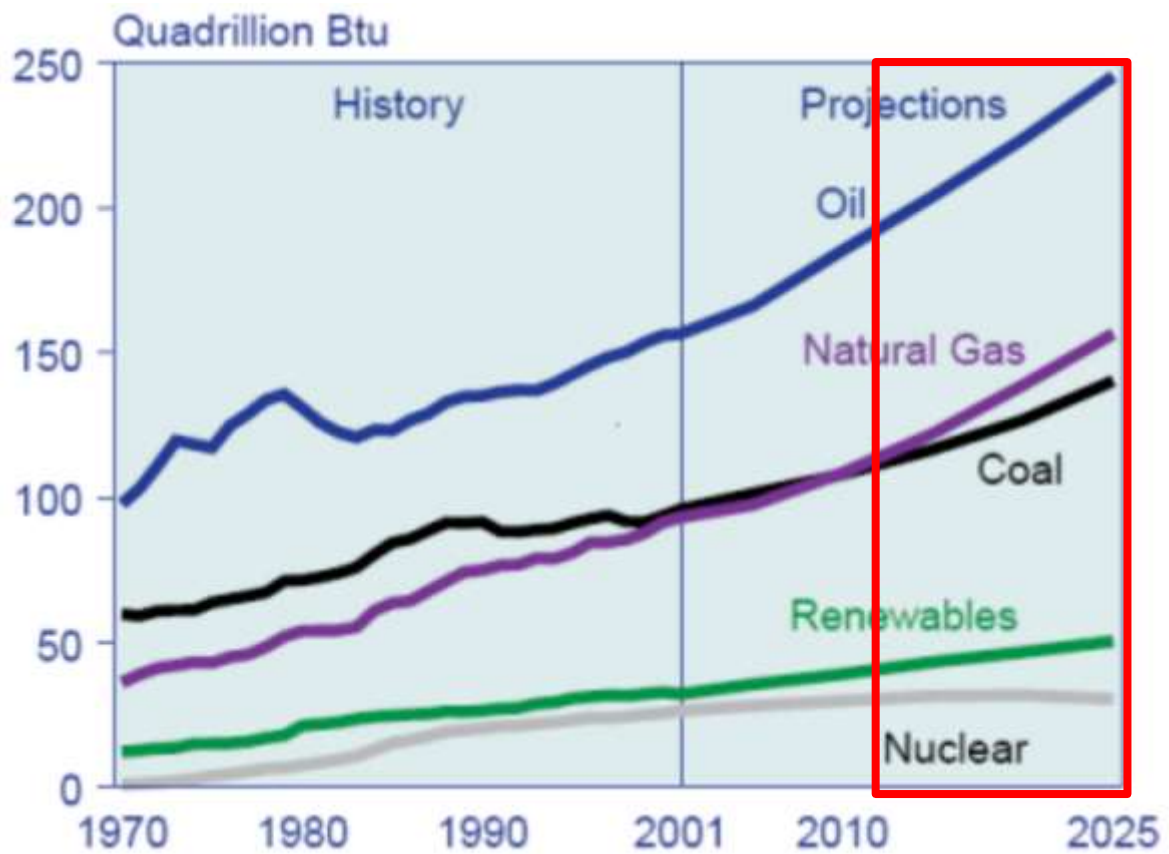


Figura 20: Previsioni di produzione di energia da varie fonti

1.6 LE NUOVE FONTI DI ENERGIA

Le nuove tecniche di produzione in America (*shale – oil*), la crisi russa e l’instabilità politica in Medio Oriente e Nord Africa stanno ridisegnando la mappa delle forniture di petrolio e gas, con conseguenze che nessuno è in grado di prevedere per gli equilibri geopolitici mondiali.

L'Europa ha iniziato a mettere a punto strategie per ridurre l'eccessiva dipendenza energetica dall'estero, in particolare nei confronti della Russia, e ha diretto lo sguardo sull'Africa e sugli Usa, che però a loro volta puntano sul mercato asiatico.

Anche Mosca, dal canto suo, sta cercando di stringere solidi rapporti con l'Asia nel tentativo di mettere sotto pressione l'Europa dopo l'esplosione della guerra civile in Ucraina.

Malgrado i proclami sulla difesa dell'ambiente, in Europa sta salendo la domanda di carbone, la più inquinante tra le fonti fossili di energia.

Il tutto mentre il prezzo del petrolio crolla.

Gli Stati Uniti cercano l'autarchia energetica – Nel 2014 gli Stati Uniti sono stati il primo produttore mondiale di greggio, con 11,7 milioni di barili al giorno, grazie allo shale – oil.

La **fratturazione idraulica** (o **fracking** dall'inglese hydrofracking) in geotecnica è lo sfruttamento della pressione di un fluido, in genere acqua, per creare e poi propagare una frattura in uno strato roccioso nel sottosuolo.

La fratturazione, detta in inglese frack job (o frac job), viene eseguita dopo una trivellazione entro una formazione di roccia contenente idrocarburi, per aumentarne la permeabilità al fine di migliorare la produzione del petrolio o del gas da argille contenuti nel giacimento e incrementarne il tasso di recupero.

Le fratture idrauliche nelle rocce possono essere sia naturali che create dall'uomo; esse vengono create e allargate dalla pressione del fluido contenuto nella frattura.

Le fratture idrauliche naturali più comuni sono i dicchi e i filoni-strato, oltre alle fessurazioni causate dal ghiaccio nelle aree con climi freddi. Quelle create dall'uomo vengono indotte in profondità in ben precisi livelli di roccia all'interno dei giacimenti di petrolio e gas, estese pompando fluido sotto pressione e poi mantenute aperte introducendo sabbia, ghiaia, microsferi di ceramica come riempitivo permeabile; in questo modo le fratture create non possono richiudersi quando la pressione dell'acqua viene meno.

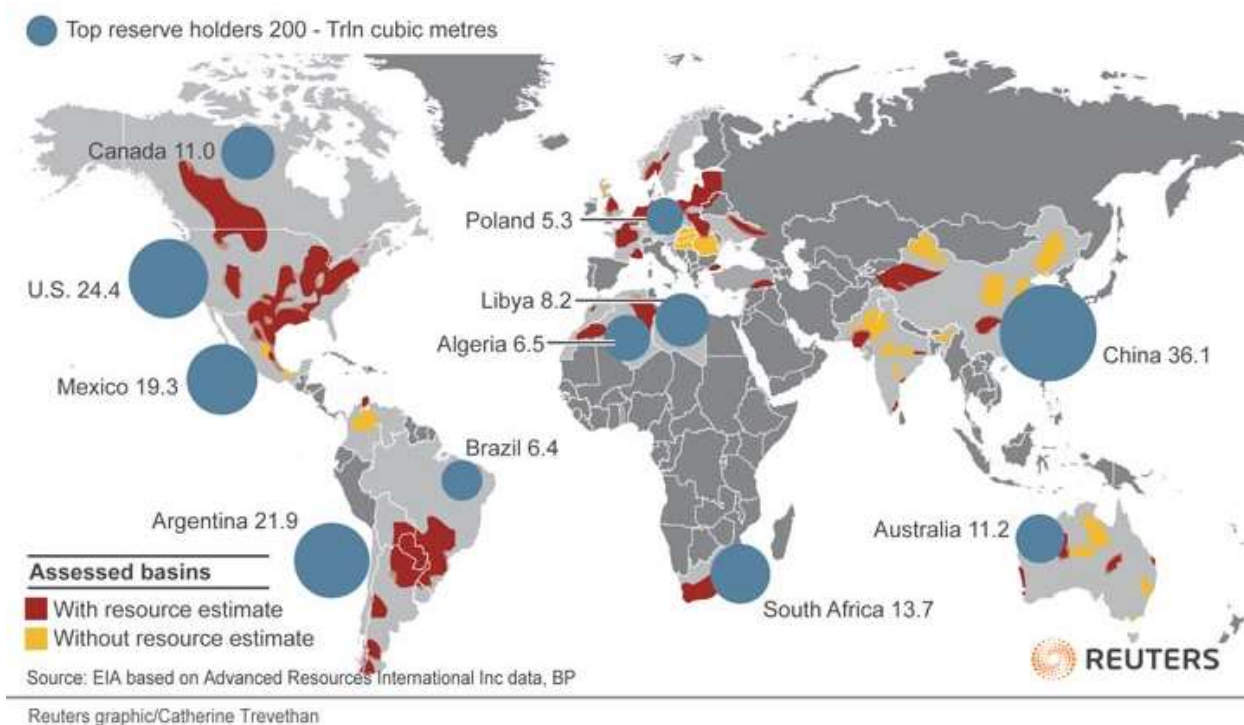


Figura 21: Riserve di shale oil nel mondo nel 2014

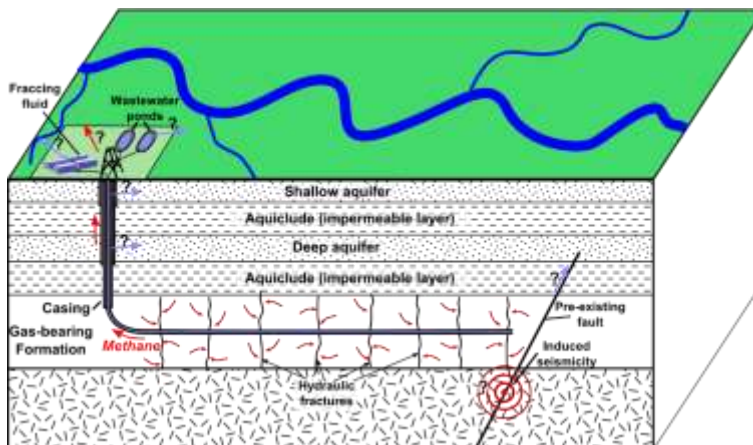


Figura 22: La tecnologia del fracking

Gli USA sorpassano anche l'Arabia Saudita nella produzione del greggio con la fratturazione idraulica da shale.

Il metano e anche il petrolio estratto da scisti, rocce di argille bituminose – è in continuo aumento in ampie porzioni del Texas, dell'America nord-orientale.

La disponibilità di queste nuove fonti di prodotti idrocarburici ha prodotto da qualche anno una riduzione considerevole del prezzo del barile di petrolio da oltre 120 \$/barile a valori che oscillano fra 35-45 \$/barile. Gli effetti di questo abbassamento anomalo sono soprattutto politici e, da un punto di vista economico per molti stati, destabilizzanti (deflazione).

Non si ritiene che il prezzo del petrolio si manterrà ancora così basso ancora a lungo e questo determinerà tensioni sociali ed economiche di segno opposto alle precedenti (crescita oltre misura dell'inflazione).

1.7 UTILIZZO DI FONTI ENERGETICHE RINNOVABILI

Le Fonti Energetiche Rinnovabili (FER) si propongono sempre più come una fonte energetica importante, seppur ancora marginale nel mondo.

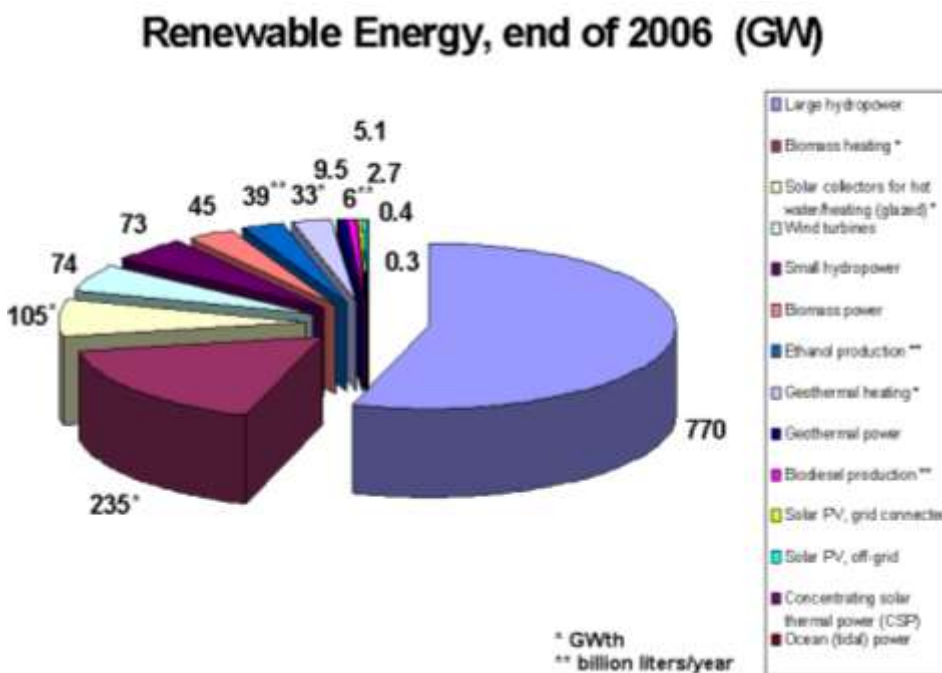


Figura 23: Potenza da Fonti Energetiche Rinnovabili (FER) nel mondo, 2006

Le motivazioni dell'interesse verso queste fonti energetiche sono diverse:

- Buona distribuzione a livello globale;
- Costo dell'energia quasi nullo (ma non degli impianti per ottenerla);
- Eliminazione delle emissioni gassose in atmosfera.

Photovoltaic Solar Electricity Potential in European Countries

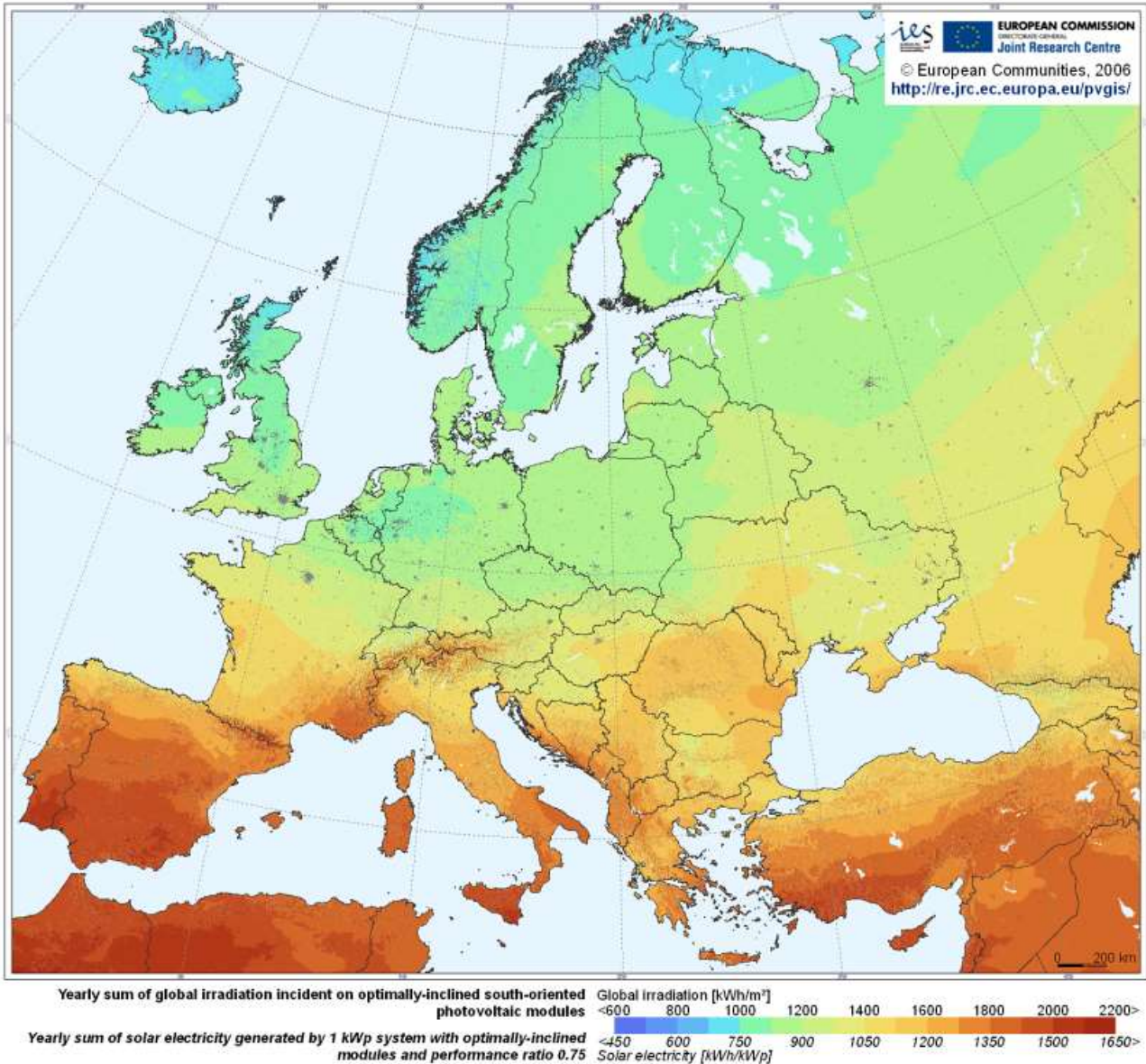


Figura 24: Disponibilità di energia solare in Europa

Si vedranno nel prosieguo le problematiche derivanti dall'utilizzo delle FER, in particolare dell'energia solare ed eolica. Queste ultime, infatti, sono aleatorie e non continue e pertanto pongono problemi di utilizzo differito fra il momento della raccolta e quello dell'utilizzo.

1.8 LA CURVA DEL CARICO ELETTRICO IN ITALIA

Tutti i problemi di gestione dell'energia in Italia (come pure in altri paesi) deriva dalla richiesta di potenza elettrica durante il giorno, detta **Curva del Carico Elettrico**. Questa curva, per altro disponibile sul sito del Gestore Elettrico per ogni giorno, ha un andamento tipico bimodale, come si può osservare nella figura seguente.

In pratica sono evidenti i seguenti dati:

- Potenza minima continua richiesta durante tutto il giorno 24 GW (**Base Load**);
- Potenza massima circa 44 GW;
- Picchi massimi alle ore 10 e alle ore 21.

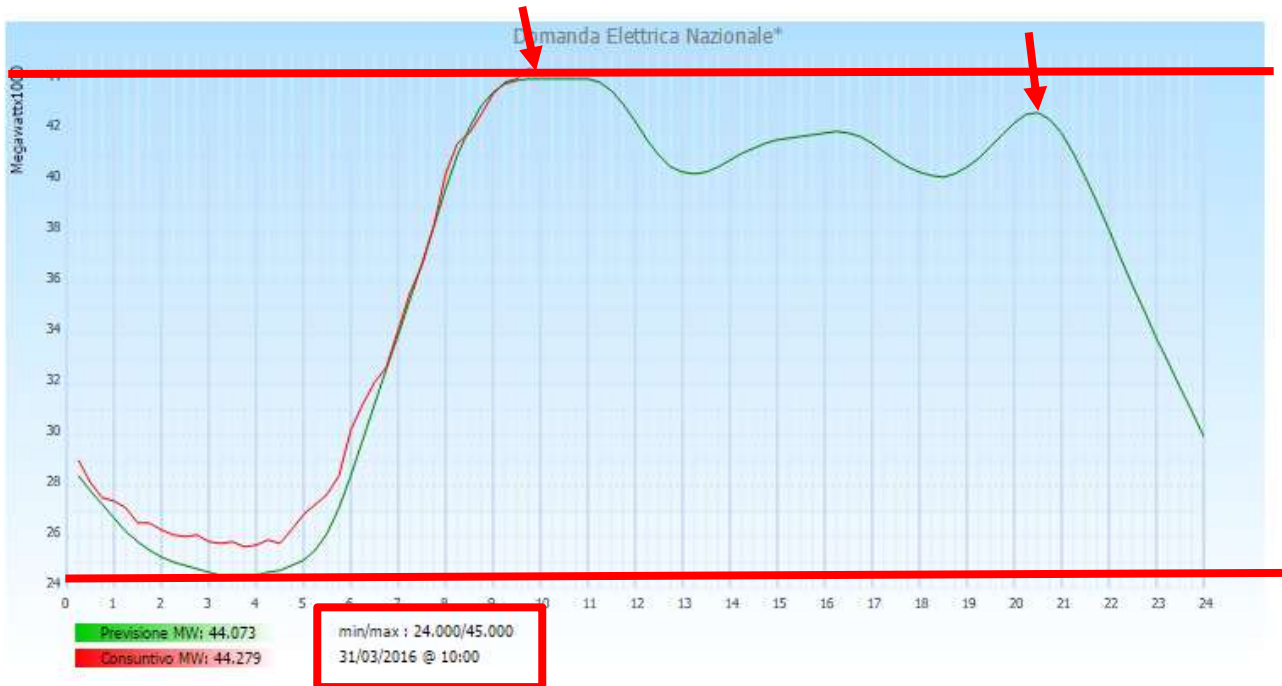


Figura 25: Curva di Carico Elettrico giornaliero in Italia

Pertanto anche di notte si ha un carico minimo di **24 GW** che deve essere fronteggiato dal centrali elettriche funzionanti. Questo carico, **sempre presente**, non può essere sospeso per motivi di indisponibilità di potenza. Solitamente sono le grandi centrali termoelettriche (e nucleari, nei paesi in cui queste sono presenti) a farvi fronte.

Durante il giorno abbiamo il picco mattutino dovuto ai carichi industriali e quello serale dovuti ai carichi di illuminazione e ad usi civili.

Si presentano di seguito altri due figure che rappresentano le situazioni di potenze prodotte per il mese di dicembre e di Giugno.



Figura 26: Potenze elettriche durante il giorno a Dicembre



Figura 27: Potenze elettriche durante il giorno a Giugno

Le curve in blu rappresentano la disponibilità dell'energia solare (quindi dall'alba al tramonto). Gli abachi di figura consentono di fare alcune osservazioni:

- *L'acquisto di energia dall'estero avviene in ore serali e notturne, anche a causa dello spegnimento delle centrali italiane ormai obsolete (conviene acquistare energia piuttosto che autoprodurla);*
- *La quantità di energia importata dipende dai consumi interni e pertanto la loro riduzione comporta anche la riduzione dell'import energetico.*
- *Sono necessarie azioni di riduzione dei consumi energetici e di efficientamento energetico in tutti i settori.*

Si osservi come, per effetto della curva di carico elettrico sopra vista, pur avendo una grande disponibilità di energia solare e da altre fonti rinnovabili (eolica, idrica, geotermica) abbiamo alcune zone (zone serali e notturne e mattutine in inverno) in cui la potenza elettrica prodotta nei confini nazionali non è sufficiente e dobbiamo **importare** energia elettrica per circa il **15%** dall'estero.

In termini di potenza si ha un contributo del tutto marginale, circa il 2,3%, delle FER (eolica, fotovoltaica e geotermica).

Ne consegue che si hanno i seguenti problemi:

- *Occorre immagazzinare l'energia solare prodotta in eccesso rispetto al carico richiesto durante il giorno per utilizzarla nelle ore in cui la produzione è insufficiente;*
- *Occorre utilizzare l'energia prodotta da impianti fotovoltaici non di potenza (ad uso domestico) nei luoghi dove essa è prodotta, cioè presso le stesse abitazioni, facendo in modo che la rete nazionale non debba gestire il surplus di energia disponibile spegnendo le centrali eoliche e fotovoltaiche.*

L'accumulo di energia elettrica risulta ancora oggi problematico, costoso e non duraturo nel tempo. L'utilizzo dei classici accumulatori elettrici appare come una soluzione transitoria e limitata.

Del resto la mancata diffusione delle auto elettriche è dovuta proprio al problema dell'accumulo di energia elettrica in costosi sistemi ancora oggi non del tutto affidabili e/o convenienti.

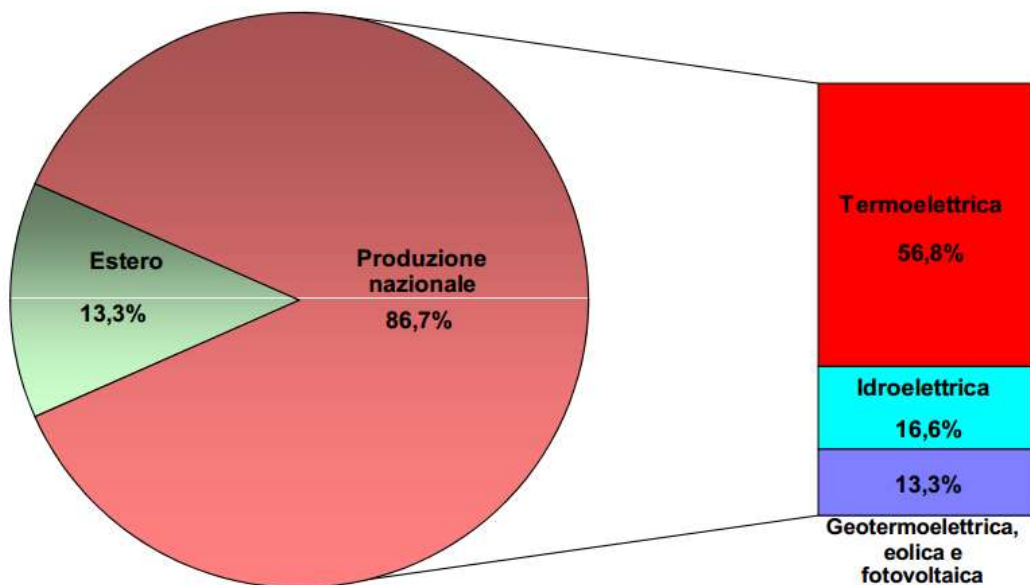
E' perfettamente inutile installare nuove centrali di potenza fotovoltaiche nell'attuale situazione perché queste sarebbero spente nelle ore di picco.



Figura 28: Potenza massima erogata nel giorno di punta

Oggi si hanno oltre **120 GW** elettrici di picco disponibili durante le ore centrali della giornata ma questi non possono essere tutti utilizzati perché il carico richiesto è circa la metà.

In termini di energia utilizzata (non di potenza, come nella figura precedente) si ha la situazione delle figure seguenti.



* Calcolata al netto dei servizi ausiliari delle produzioni e dei consumi per pompaggi

Figura 29: Offerta di energia elettrica in Italia, 2014

La richiesta di energia elettrica in Italia dall'inizio dell'anno

(GWh = milioni di kWh, valori assoluti e variazioni % rispetto allo stesso periodo dell'anno precedente)

Per i dati in tabella vedi punto 6.

	1 gennaio - 31 marzo 2014	1 gennaio - 31 marzo 2013	Var. % 2014/2013
Produzione netta			
- Idroelettrica	12.989	9.714	+33,7
- Termoelettrica	42.413	50.047	-15,3
- Geotermoelettrica	1.339	1.273	+5,2
- Eolica	4.680	5.065	-7,6
- Fotovoltaica	4.064	3.493	+16,3
Produzione netta totale	65.485	69.592	-5,9
<i>Importazione</i>	13.667	12.458	+9,7
<i>Esportazione</i>	275	373	-26,3
Saldo estero	13.392	12.085	+10,8
Consumo pompaggi	736	511	+44,0
RICHIESTA DI ENERGIA ELETTRICA	78.141	81.166	-3,7

Figura 30: Richiesta di energia elettrica in Italia, 2014

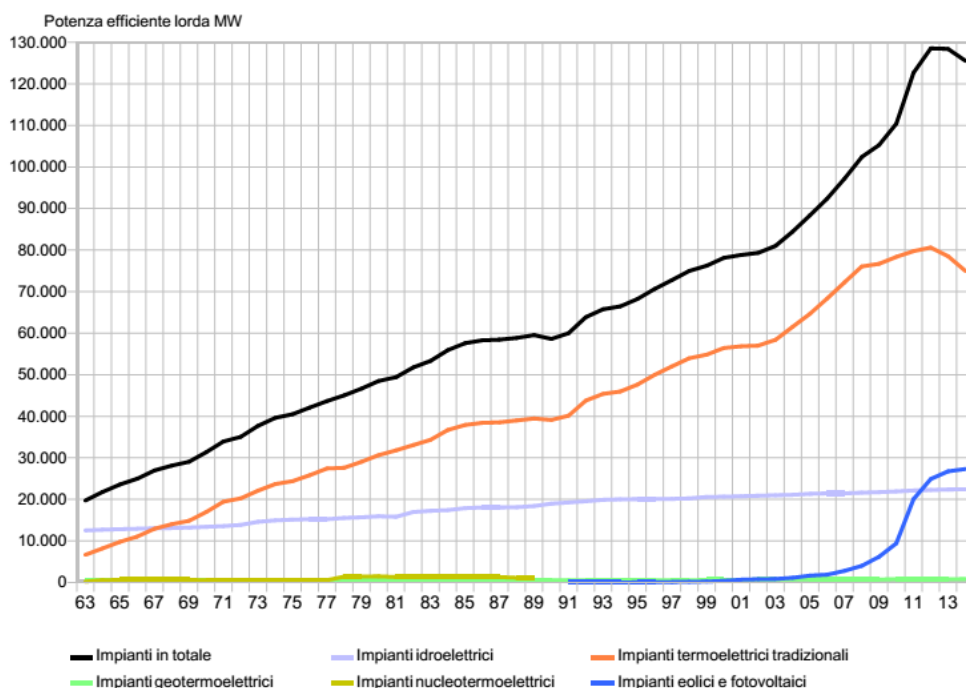


Figura 31: Potenze nominali installate in Italia nel 2014

MW	Lorda			Netta		
	Produttori	Autoproduttori	Totale	Produttori	Autoproduttori	Totale
						2014
idroelettrici	22.311,7	122,8	22.434,5	21.978,9	118,8	22.097,7
termoelettrici	71.653,5	4.133,0	75.786,5	68.417,2	3.954,8	72.372,0
tradizionali	70.832,5	4.133,0	74.965,5	67.649,2	3.954,8	71.604,0
geotermoelettrici	821,0	-	821,0	768,0	-	768,0
eolici	8.703,1	..	8.703,1	8.682,8	..	8.682,8
fotovoltaici	18.609,4	-	18.609,4	18.609,4	-	18.609,4
totale	121.277,6	4.255,8	125.533,5	117.688,2	4.073,6	121.761,8

Figura 32: Quadro sinottico delle potenze nominali, in MWe, installate nel 2014

Si osservi come la potenza totale installata (seppure nominale per le FER) è pari, nel 2014, a **121.76 GWe**, più del doppio della potenza massima richiesta in Italia di **54 GWe**. Questo significa che nelle ore di picco il GSE deve distaccare gli impianti di produzione secondo una certa regola di precedenza che vede prima gli impianti termoelettrici e per arrivare agli impianti fotovoltaici.

1.9 IL DISTINGUO SOTTILE FRA POTENZA DI PICCO ED ENERGIA PRODOTTA

Nell’immaginario collettivo una centrale fotovoltaica o eolica da 1 MW è del tutto comparabile con una centrale tradizionale termoelettrica della stessa potenza. Questa ignoranza diffusa fa ritenere obsolete le centrali tradizionali e molto convenienti quelle solari.

Il fatto importante da considerare, e lo si vedrà nel prosieguo con maggior dettaglio, è che le centrali termoelettriche funzionano per 7500-7800 ore/anno mentre le centrali solari ed eoliche hanno un numero di ore di funzionamento variabili fra 1200-1800 ore/anno a causa della curva di disponibilità dell’energia solare e dell’energia eolica.

	Ore di utilizzazione			
	2009	2010	2011	2012
Idraulica	2.774	2.862	2.531	2.322
Eolica	1.573	1.748	1.563	1.855
Solare	1.163	1.195	1.325	1.312
Geotermica	7.355	7.110	7.324	7.243
Bioenergie*	3.831	3.991	3.799	3.817

Figura 33: Ore di funzionamento medio degli impianti rinnovabili in Italia

Si ricorda che in un anno vi sono 8760 ore e che la produttività delle centrali tiene conto dei periodi di fermata per manutenzione.

Facciamo adesso un confronto non sulla potenza di picco installata ma sulla potenza reale media annua per ciascuna tipologia di impianto. Consideriamo un periodo di riferimento di 8600 ore/anno.

Con riferimento al precedente quadro sinottico si ha:

Impianti fotovoltaici

Secondo i dati del gestore di rete, si ha un numero di ore di produttività di 1312 medie nazionali e quindi:

$$P_{FV} = 18609 \cdot \frac{1312}{8600} = 2838 MW_{equivalenti}$$

Impianti Eolici

Le ore medie di produttività medie nazionali sono pari a 1855 e pertanto:

$$P_E = 8682 \cdot \frac{1855}{8600} = 1872 MW_{equivalenti}$$

Potenza totale equivalente

La potenza equivalente reale eolica + fotovoltaica è allora:

$$P_{Totale} = 2838 + 1872 = 4711 MW_{equivalenti}$$

In pratica le centrali eoliche e fotovoltaiche equivalgono ad una centrale elettrica convenzionale di 4.71 GWe.

1.9.1 COSTI DI IMPIANTO

Vediamo adesso un confronto sui costi di impianto fra le diverse tipologie di centrali.

Impianti Fotovoltaici

I pannelli FV sono per la maggior parte importati e quindi almeno il 70% di questa spesa è stata fatta all'estero. I costi iniziali erano circa doppi rispetto al valore indicato. Si tenga presente che circa 0,75 €/Wp¹ sono i costi di produzione delle celle fotovoltaiche.

I costi di installazione degli impianti fotovoltaici sono variabili e funzione dei costi di mercato dei pannelli. Nel 2008 si aveva un costo di oltre 5.000.000 €/MWe e nel 2014 si aveva un costo di 1.200.000 €/MWe. Ipotizzando un costo medio di 3.000.000 €/MWe si ha, con le potenze sopra indicate:

$$P_{FV} = 18.609 \cdot 3000000 \frac{\text{€}}{\text{MW}} = 55.83 \text{ G€}$$

Impianti Eolici

Sempre con i dati sopra utilizzati, assumendo un costo medio di 1.200.000 €/MWp² per gli impianti costruiti dal 1993 al 2004, si ha:

$$P_E = 8.682 \cdot 1200000 \frac{\text{€}}{\text{MW}} = 10.42 \text{ G€}$$

L'80% di queste somme sono state spese per importare le turbine eoliche da produttori esteri. I costi iniziali erano più elevati di quanto sopra indicato

Costo Totale

Il costo totale degli impianti fotovoltaici ed eolici sopra stimati è:

$$P_{E+FV} = 55.83 + 10.42 \approx 55.84 \text{ G€}$$

Il costo è stimato per difetto non avendo dati storici dei costi specifici iniziali di impianto.

Impianti Termici di pari potenza

Supponendo di costruire impianti a ciclo combinato (ciclo a gas più ciclo Hirn) con un costo medio di 350.000 €/MW, si avrebbe un costo pari a:

$$P_{TE} = 4.711 \cdot 350000 \frac{\text{€}}{\text{MW}} \approx 1.65 \text{ G€}$$

cioè il 2.95% del costo totale degli impianti eolici e fotovoltaici.

1.9.2 CONFRONTO FRA I COSTI MEDI DEGLI IMPIANTI

In base ai dati sopra descritti si può fare un confronto fra i costi medi degli impianti:

¹ Si è soliti riferire sia i costi che il funzionamento delle celle fotovoltaiche al Watt di picco valutato con un irraggiamento di 1000 W/m².

² Anche per gli impianti eolici si fa riferimento alla condizione nominale di massima potenza erogata.

Costi medi degli impianti:

Impianti termoelettrici:	0.3 G€/GW
Impianti fotovoltaici:	1.5 G€/GW
Impianti eolici:	1,2 G€/GW

Tempi medi di utilizzo:

Impianti termoelettrici:	7800 ore/anno
Impianti fotovoltaici:	1400 ore/anno
Impianti eolici:	1600 ore/anno

Percentuale media di produttività:

Impianti termoelettrici:	89.1 %
Impianti fotovoltaici:	15.9 %
Impianti eolici:	18.3 %

Valore equivalente medio per MW installato:

Impianti termoelettrici:	0,34 G€/GW
Impianti fotovoltaici:	7,55 G€/GW (22.20 volte)
Impianti eolici:	6,55 G€/GW (19.26 volte)

Da quanto sopra calcolato si evince che gli impianti ad energia rinnovabile eolica + fotovoltaica hanno sì energia raccolta a costo zero ma hanno un **costo di installazione** ben superiore a quella degli impianti tradizionali e costi equivalenti (tenuto conto delle ore di funzionamento reali) decisamente elevati.

Si potrebbe pensare che, una volta fatta la spesa, l'energia prodotta costi zero euro e che quindi si possa avere un risparmio in bolletta. Non è così!

Per invogliare a costruire impianti eolici e fotovoltaici (chiaramente non convenienti in termini di costi e di tempi di pay back) lo Stato è stato molto creativo. Si pensi che con la L. 9/91 (che liberalizzava la produzione di energia elettrica) lo Stato riconosceva un incentivo corposo (circa 350€/MWh) oltre al prezzo ordinario di mercato dell'energia per gli impianti eolici e questo incentivo era dovuto in base alla potenza installata, indipendentemente dalla reale produzione di energia. Cioè bastava costruire gli impianti per avere una rendita fissa ventennale.

Le conseguenze di questa impostazione demagogica, unitamente ai finanziamenti nazionali ed europei per la costruzione degli impianti eolici, sono oggi sotto gli occhi di tutti. Non c'è Procura in Italia che non abbia indagini (già fatte o in corso) sugli impianti eolici costruiti.

Successivamente i finanziamenti a fondo perduto e il riconoscimento degli incentivi in base alla sola potenza installata sono stati cassati. Pur tuttavia si aveva una forte convenienza a costruire gli impianti eolici perché il loro tempo di pay back era inferiore ai tre anni grazie agli incentivi.

Con il conto energia per gli impianti fotovoltaici si è fatto qualcosa di simile. E' vero che gli incentivi sono andati via via decrescendo fino ad annullarsi nel 2015 ma è anche vero che erano questi, e solo questi, i motivi del proliferare oltre ogni controllo degli impianti fotovoltaici.

Tolti gli incentivi (arrivati a 150 €/MWh) pochissimi imprenditori si cimentano nella costruzione di nuovi impianti di potenza (solitamente di 1 MWp per evitare le lungaggini della valutazione di impatto ambientale) e il costo dei pannelli solari è sceso a circa 400 €/kWp, segno evidente di una colossale speculazione commerciale ordita ai danni di tutti noi.

L'ammontare degli incentivi, che durano per vent'anni dalla concessione, sono di circa 9.8 miliardi di euro l'anno che tutti noi paghiamo con le accise in bolletta. L'incidenza attuale delle accise è di circa il 24% del costo energetico addebitato in bolletta.

ALTRO CHE COSTO ZERO DELLE'ENERGIA RINNOVABILE!

In pratica più concessioni vengono date più aumentano le accise e quindi il costo dell'energia elettrica. Non per nulla abbiamo fra i costi energetici più elevati in Europa.

A completare il confronto si pensi che il costo del combustibile per le centrali termoelettriche (che producono circa il 55% dell'energia totale) è di circa 11 miliardi di euro.

Occorre tenere conto che gran parte delle centrali termoelettriche italiane sono basate sul ciclo **Hirn** con spillamenti con rendimenti bassi (37-42%), delle quali si parlerà in seguito.

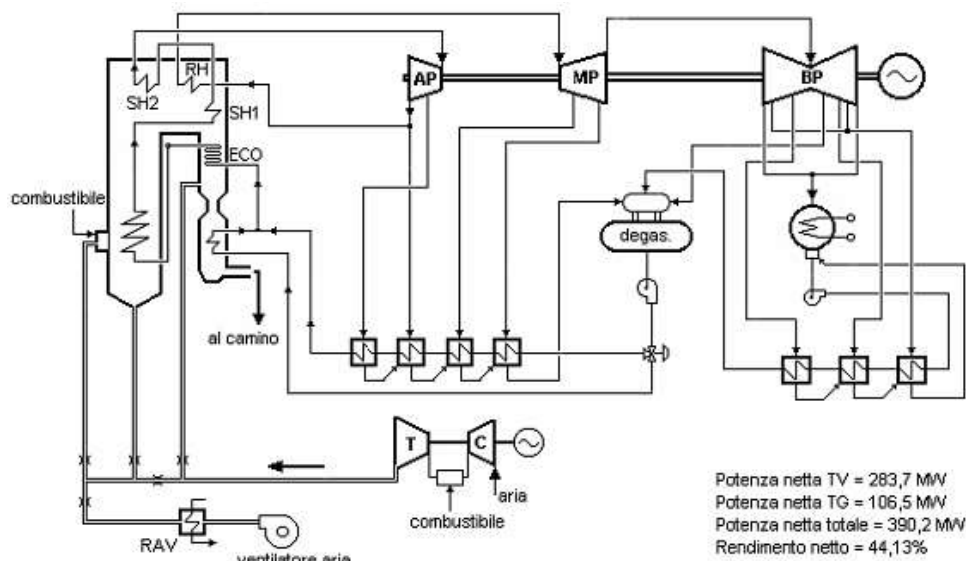


Figura 34: Ciclo Hirn con spillamenti tradizionale

Le nuove centrali basate su cicli combinati hanno rendimento notevolmente più elevati (55-60%).

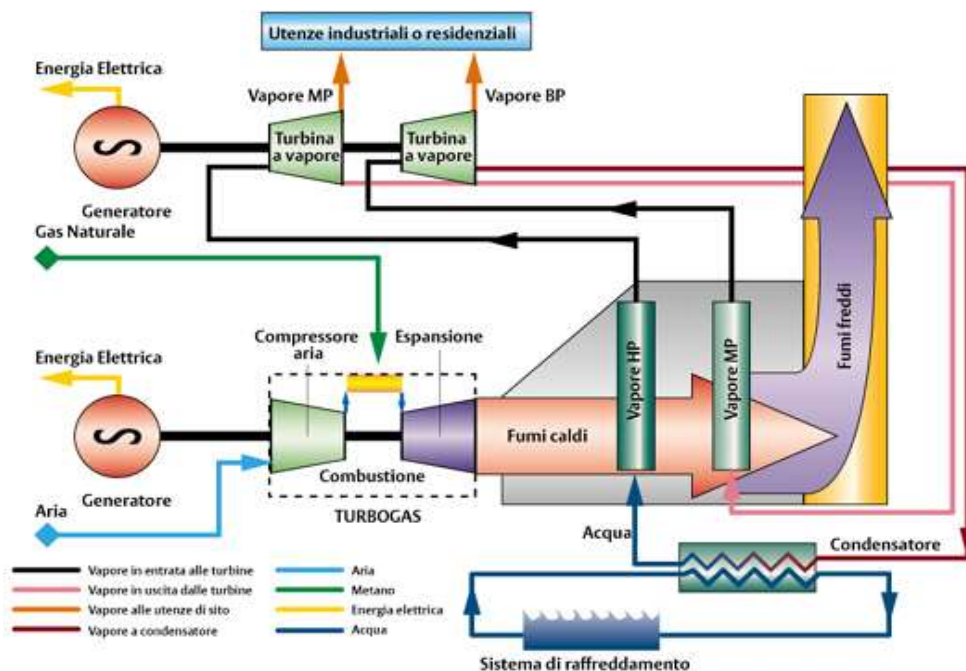


Figura 35: Ciclo combinato Bryton - Hirn

Un piano di aggiornamento delle attuali centrali obsolete porterebbe ad avere un rendimento di impianto superiore del 40-60% rispetto agli attuali valori con notevole riduzione, a parità di potenza installata, dei consumi di combustibili e dei costi totali (di costruzione e di gestione). Inoltre si sarebbero ridotte notevolmente le emissioni gassose in atmosfera (parametri di Kyoto).

Gli impianti termici tradizionali, prevalentemente a ciclo Hirn, forniscono una potenza pari a circa 33 GW. Essi, ad esclusione delle centrali a ciclo combinato costruite nell'ultimo decennio, hanno un rendimento di circa 37%.

Il rifacimento delle attuali centrali ciclo Hirn con nuove centrali a ciclo combinato e con rendimento del 58% avrebbe un costo pari a:

$$P_{Rifacimento} = 33.000 \cdot 350000 \frac{\text{€}}{\text{MW}} \approx 11,55 \text{ G€}$$

Rapportato al costo (sottostimato) degli impianti Fotovoltaici ed Eolici pari a 56 G€ si sarebbe avuta una spesa pari a circa il 20% e anche meno raffrontato ai costi reali di costruzione degli impianti FER. L'incremento di rendimento sarebbe stato pari a circa il 56% e parimenti si sarebbero ridotti i costi di produzione, le emissioni e le importazioni di prodotti petroliferi.

Se anziché considerare il rifacimento totale si fosse attuata una politica di rinnovamento (*refurbishment*) degli attuali impianti la spesa sarebbe stata ancora inferiore.

In definitiva l'operazione di *refurbishment* o anche di rifacimento degli attuali impianti tradizionali sarebbe stata molto meno costosa e molto più efficiente dell'utilizzo delle FER come si è avuto in quest'ultimo decennio.

Resta allora la domanda: ma perché si è fatto un così grande investimento sulle FER? Possiamo rispondere facendo prima alcune considerazioni.

1.9.3 UN CONFRONTO UTILE

Se consideriamo le normali batterie AA di uso comune si ha la situazione di tabella riguardo l'energia resa.

Se facciamo riferimento ad una resa di 1 Wh con un costo medio di 0,5 € si ha un costo complessivo di 500 €/kWh (confrontato al costo di 0.33 €/kWh di rete si ha un costo 1515 volte superiore), cioè si ha un costo al di fuori di qualunque raffronto possibile con i costi dell'energia elettrica acquistata dalla rete.



Figura 36: Esempio di batterie AA

Tipo di batteria	Tensione media nella scarica (V)	Milli Amper ora (mAh)	Watt-ora Wh	Joules J
Alcaline	1.225	1150	1.41	5071

Carbone-zinco	1.1	320	0.35	1268
Nickel-Cadmio	1.2	300	0.36	1296
NiMH	1.2	800	0.96	3456

Figura 37: Confronto fra batterie AA

Eppure tutti noi utilizziamo queste batterie per vari utilizzi (radio portatili, apparecchi elettronici per computer, ...), quasi sempre **perché non sono disponibili** altre fonti energetiche.

Possiamo dire allora che se non abbiamo alternative anche l'uso di costosissime batterie è giustificato.

Si osservi che il confronto sopra fatto è improprio perché i costi indicati per le batterie non relativi solo all'energia prodotta ma a tutto il sistema di produzione di energia elettrica mediante le pile. Per contro il costo di 0.33 €/kWh è riferito solamente all'energia acquistata in rete, senza tenere conto del costo degli impianti. In realtà dovremmo considerare l'incidenza del costo di impianto ma le cose diventano complesse perché le batterie possono essere usa e getta o ricaricabili. Ad ogni buon conto il rapporto fra il kWh prodotto dalle batterie e quello prelevato da una rete domestica è pur sempre esageratamente elevato.

Tuttavia molte pile vengono gettate fra i rifiuti dopo l'uso e in percentuale ridotta riutilizzate (pile ricaricabili) e quindi il costo energetico complessivo, per le pile usa e getta, di circa 500 €/kWh è sempre elevato.

1.10 COME SI GIUSTIFICA LA POLITICA ENERGETICA EUROPEA

Si è detto che l'Europa ha molto sofferto la crisi energetica degli anni 'settanta con il blocco per alcuni mesi delle forniture di petrolio dai paesi OPEC. Quella situazione di blocco totale produsse situazioni paradossali ma ebbe il merito di evidenziare come un Gigante Economico – Produttivo come l'Europa era messo in ginocchio dal blocco petrolifero.

Tutta la politica europea è allora stata improntata alla riduzione della dipendenza energetica dai paesi esterni attuata con la direttiva 28/2009/CE, conosciuta come direttiva 20720/20 perché si prefissava di raggiungere entro il 2020:

- 20 % di riduzione di CO₂;
- 20% di maggior efficientamento energetico;
- 20% di utilizzo di FER.

Recentemente, 2015, una nuova direttiva porta i suddetti limiti, rispettivamente, 40%, 20% e 27% entro il 2030.

Al di là delle azioni sinergiche di riduzione dei consumi di almeno il 20% (e di questo si è ampiamente discusso nel Vol. 3° sulla verifica e certificazione energetica degli edifici) permane la volontà di avere il 27% di energia da FER.

Vale allora la pena osservare che se è vero che interventi di *refurbishment* degli impianti termici esistenti avrebbero consentito di ottenere più energia a costi decisamente inferiori (e con benefici anche sulle emissioni di CO₂) ma è anche vero che se le importazioni di petrolio dovessero, malauguratamente, bloccarsi anche le nuove centrali, per quanto più risparmiose ed efficienti, dovrebbero fermarsi.

Pertanto l'UE vuole che comunque ci sia un minimo di indipendenza energetica che possa assicurare un minimo di sopravvivenza anche in assenza di importazioni petrolifere.

Certo che l'uso delle FER porta ad avere costi elevati, anche troppo elevati ancora oggi, ma di fronte ad una necessità politica di sopravvivenza non si può badare a spese.

Non si contesta affatto la scelta politica europea ma certamente è criticabile il modo con cui l'Italia ha affrontato questi problemi.

Se è vero che le percentuali di produzione complessiva da FER (considerando l'idroelettrica, solare, eolica e geotermica) raggiunge oggi circa il 44% dell'energia richiesta in Italia, è anche vero che non è pensabile di spendere diverse decine di miliardi di euro senza un minimo di preparazione industriale.

L'Italia, che pure è fra le prime sette economie industriali e la sesta nazione manifatturiera del mondo, si è fatta cogliere completamente alla sprovvista per l'installazione di impianti eolici e fotovoltaici non avviando prima, e con grande urgenza, una campagna di industrializzazione per la produzione di pale eoliche e pannelli fotovoltaici.

Circa l'80% del costo degli impianti eolici sono dovuti alle sole pale eoliche che sono state importate dalla Germania, dalla Danimarca, dalla Spagna, dall'oriente. Solo il 20% circa del costo degli impianti è rimasto in Italia come incidenza della manodopera ed opere di impianto. Tutto il resto, ben l'80%, è andata all'estero.

La stessa cosa si è avuta con gli impianti fotovoltaici. Il costo dei pannelli è anche qui circa l'80% del totale di impianto e ancora una volta abbiamo importato pannelli solari da Taiwan, dalla Germania, dalla Spagna e da altre nazioni senza avere una produzione nazionale adeguata. Solo da un paio d'anni si cominciano ad avere produzioni nazionali congiunte (vedi l'esempio M5 fra ST e Sharp a Catania) per la produzione in Italia di pannelli fotovoltaici.

Decine di miliardi di euro che avrebbero prodotto investimenti e posti di lavoro in Italia e che invece si sono pagati per importazioni di tecnologia neanche tanto avanzata, che avrebbe potuto e dovuto essere sviluppata in Italia.

Una miopia politica non giustificabile neppure con l'urgenza; dal 1991 ad oggi sono trascorsi ben 25 anni nei quali si sarebbe potuto pianificare diversamente un così ingente investimento.

2. ENERGIA SOLARE

Il recente D.Lgs. 28/2011 introduce l'obbligo dell'integrazione della Fonti di Energia Rinnovabili (FER) negli edifici e già dal 01/06/2012 la percentuale di integrazione delle FER è del 20%. Si ritiene, quindi, opportuno parlare delle fonti di energia rinnovabili più estesamente in questo volume.

Vengono definite *energie rinnovabili* quelle derivati da fonti energetiche non convenzionali quale petrolio, gas naturale e carbone. Quest'idea deriva dall'utilizzo di fonti energetiche definite *rinnovabili* poiché di origine solare.

L'energia solare e l'energia eolica (sua derivazione terrestre) sono, infatti, derivate dalla radiazione solare che comunque raggiunge la Terra e che pertanto, se sfruttata, non costerebbe nulla, non produrrebbe inquinamento e sarebbe praticamente inesauribile, almeno fin quando esisterà il Sole. In questa sede si desidera puntualizzare alcuni aspetti importanti delle energie alternative che spesso vengono ignorate o sottaciute.

2.1 CALCOLO DELLA RADIAZIONE SOLARE MEDIA (SOLAR ENERGY AVAILABILITY)

Se si considera la Terra come una grande sfera nello spazio in movimento attorno al sole e si applicano le regole della geografia astronomica allora si può calcolare con grande precisione l'irraggiamento solare³ che risulta dato da:

$$I_o = I_{cs} r \cos \theta \quad [1]$$

ove si ha:

- I_{cs} costante solare pari a **1353** W/m²;
- R correzione per variazione della distanza terra-sole;
- $\cos \theta$ angolo di inclinazione rispetto alla normale alla superficie terrestre.

La correzione per distanza terra-sole è data da:

$$r = 1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \quad [2]$$

essendo n il giorno giuliano⁴. Si definisce *angolo solare* ω l'angolo corrispondente allo spostamento relativo del sole nelle 24 ore per cui si ha $\omega=15^\circ$ /ora. L'irraggiamento extraterrestre varia da un minimo di 1325 W/m² a 1415 W/m² durante l'anno.

L'intensità giornaliera extra-atmosferica su superficie orizzontale della irradiazione solare è data dall'integrale della [1] estesa dall'alba⁵ al tramonto e quindi da:

$$H_o = \int_{-\omega_s}^{\omega_s} I_o d \left(\frac{24}{2\pi} \omega \right) \quad [3]$$

³ L'irraggiamento solare è dato dall'energia che incide nell'unità di tempo sull'unità di superficie. Le unità di misura sono [W/m²]. La nuova norma UNI 10346:2016 prevede, nella parte 1°, un metodo di calcolo per l'energia solare.

⁴ Si ricorda che il *giorno giuliano* è dato dal numero progressivo del giorno a partire dal 1° gennaio, pari a $n=1$, fino al 31 dicembre pari a $n=365$. In questo modo i giorni dell'anno seguono una numerazione progressiva da 1 a 365.

⁵ L'alba e il tramonto sono detti *sun rise* e *sun set* e indicati con ω_s nella letteratura internazionale.

In geografia astronomica, nota la latitudine φ di un sito, si definisce *declinazione solare* l'angolo rispetto al piano orizzontale corrispondente all'altezza massima del sole e si indica con δ ed è dato, indicando con n il giorno giuliano, dalla relazione:

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad [4]$$

Pertanto si dimostra che la radiazione media giornaliera extra-atmosferica è data dalla relazione:

$$H_o = \frac{24}{2\pi} rI_{cs} \int_{-\omega_s}^{\omega_s} (\cos \varphi \cos \delta \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta) d\omega = \frac{24}{2\pi} rI_{cs} \left(\cos \varphi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi}{180} \omega_s \sin \varphi \sin \delta \right) \quad [5]$$

Per una superficie generica è necessario calcolare l'angolo di inclinazione solare θ che, mediante considerazioni di trigonometria sferica, dati la latitudine φ la declinazione δ e l'angolo solare ω , è dato dalla relazione:

$$\cos \theta = \cos \varphi \cos \beta \cos \omega + \sin \varphi \sin \beta \cos \gamma \cos \delta \cos \omega + \sin \beta \sin \gamma \cos \delta \sin \omega + \sin \varphi \cos \beta \sin \delta - \cos \varphi \sin \beta \cos \gamma \sin \delta \quad [6]$$

ove si ha il seguente simbolismo, vedi figura seguente:

- β *angolo di inclinazione della superficie rispetto al piano orizzontale, $0 \leq \beta \leq 180^\circ$; $\beta > 90^\circ$ significa superficie rivolta verso il basso;*
- γ *angolo azimutale dato dalla deviazione rispetto al meridiano locale della proiezione sul piano orizzontale della normale alla superficie: azimut 0 significa superficie rivolta a sud, per superficie rivolta ad est si hanno valori negativi e positivi se rivolte ad ovest, pertanto è $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$;*
- ω *angolo solare, 15° per ogni ora di spostamento apparente del sole verso est o verso ovest;*
- δ *angolo di declinazione dato dalla posizione del sole a mezzogiorno rispetto al piano dell'equatore, considerato positivo verso nord e variabile fra $-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$;*
- θ *angolo di incidenza fra la radiazione solare sulla superficie e la normale alla stessa superficie;*
- φ *latitudine cioè la posizione angolare a nord (positiva) o a sud (negativa) dell'equatore e variabile fra $-90^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$;*

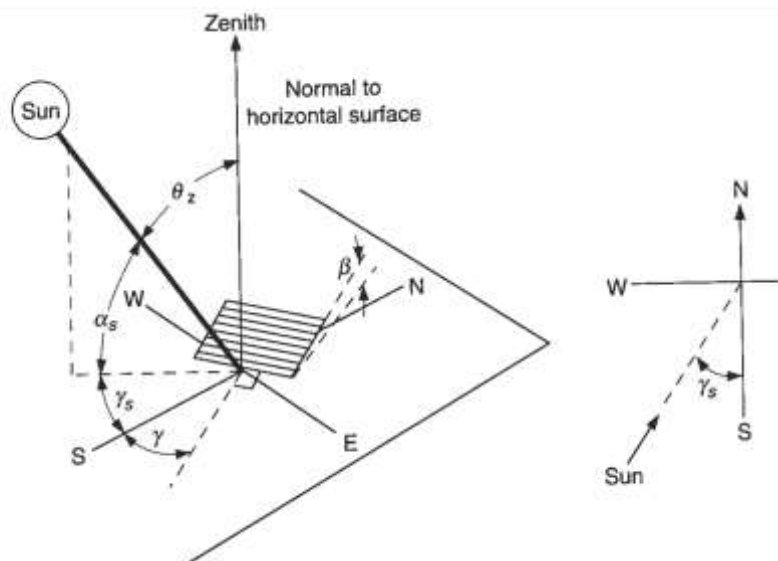


Figura 38: Angoli fondamentali per l'irradiazione solare.

Per alcuni casi particolari si hanno le seguenti relazioni:

Superficie orizzontale ($\beta=0$):

$$\cos \mathcal{G}_h = \cos \varphi \cos \delta \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta$$

Superficie verticale rivolta verso l'equatore ($\beta=90^\circ$, $\gamma=0$):

$$\cos \mathcal{G}_{vs} = \sin \varphi \cos \delta \cos \omega - \cos \varphi \sin \delta$$

Superficie rivolta a sud con inclinazione qualunque ($\gamma=0$, β qualunque):

$$\cos \mathcal{G}_\beta = \cos(\varphi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\varphi - \beta) \sin \delta$$

Durata del giorno per superficie orizzontale:

$$\cos \omega_s = -\operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \delta \quad [7]$$

da cui si deriva la durata in ore pari a:

$$T_g = \frac{2}{15} \omega_s \quad [8]$$

Durata del giorno per superficie inclinata β :

$$\omega'_s = \min(\omega_s, \ar \cos[-\operatorname{tg}(\varphi - \beta) \operatorname{tg} \delta]) \quad [9]$$

L'irradiazione extra-atmosferica su una superficie orizzontale è data dalla [5] mentre quella su superficie inclinata β è data dalla relazione:

$$H_{o\beta} = \frac{24}{\pi} r I_{cs} \left[\cos(\varphi - \beta) \cos \delta \sin \omega'_s + \frac{\pi}{180} \sin(\varphi - \beta) \sin \delta \right] \quad [10]$$

Viene definito il rapporto fra i valori medi giornalieri delle due irradiazioni:

$$R_b = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cos \delta \sin \omega'_s + \frac{\pi}{180} \sin(\varphi - \beta) \sin \delta}{\cos \varphi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi}{180} \omega_s \sin \varphi \sin \delta} \quad [11]$$

con \bar{R}_b si indica il valore medio mensile.

Su una superficie inclinata arriva, oltre alla radiazione diretta, anche la radiazione diffusa dal cielo e quella riflessa. Ciascuna di queste due ultime componenti risulta in genere di difficile valutazione.

Possiamo, però, supporre che il cielo abbia un comportamento isotropico e pertanto queste valutazioni risultano semplificate. In particolare la radiazione riflessa non ha una formulazione unica potendo questa variare, ad esempio, per effetto di edifici o corpi riflettenti vicini alla superficie considerata. Possiamo in genere scrivere la relazione:

$$A_c I_T = I_b R_b A_c + I_{d, \text{isotropica}} A_s F_{s-c} + \sum_i I_i \rho_i A_i F_{i-c} \quad [12]$$

ove il primo termine a secondo membro rappresenta la radiazione diretta sulla superficie A_c , il secondo termine la radiazione diffusa isotropica e l'ultimo termine la radiazione diffusa dalle superfici circostanti a quella considerata.

Con F_{s-c} e F_{i-c} si sono indicati i fattori di forma superficie-ciolo e superficie-corpi vicini.

Il modello di radiazione diffusa isotropica è stato proposto da *Liu e Jordan* (1963): la radiazione totale su una superficie inclinata è composta ancora da tre termini: diretta, diffusa isotropica e diffusa dal terreno.

Il termine relativo alla riflessione va calcolato caso per caso in funzione delle geometrie di scambio radiativo con le superfici vicine utilizzando i fattori di forma visti in precedenza. Per una superficie inclinata β il fattore di forma F_{s-c} è facilmente calcolabile e risulta pari a:

$$F_{c-s} = \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad [13]$$

e, nell'ipotesi di cielo isotropo, si può anche dire che esso è anche il rapporto R_d fra la radiazione diffusa sul piano inclinato e quella sul piano orizzontale.

Il fattore di vista superficie-terreno è pari a:

$$F_{s-t} = \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad [14]$$

Pertanto la radiazione totale sulla superficie inclinata risulta data dalla relazione:

$$I_T = I_b R_b + I_d R_d + I_t R_t = I_b R_b + I_d \frac{1 + \cos \beta}{2} + I_t \rho_t \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad [15]$$

ove si è definito, analogamente a quanto fatto per R_d il rapporto R_t fra la radiazione diffusa dal terreno sulla superficie inclinata rispetto a quella sul piano orizzontale e pari a F_{s-t} .

Ancora in analogia alle precedenti definizioni, possiamo indicare con R il rapporto fra la radiazione totale sulla superficie inclinata β rispetto a quella sul piano orizzontale che risulta data da:

$$R = \frac{I_b}{I} R_b + \frac{I_d}{I} \frac{1 + \cos \beta}{2} + \rho_t \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad [16]$$

Ai fini del calcolo della radiazione totale nelle applicazioni pratiche (collettori solari, edifici solarizzati, edifici bioclimatici) occorre calcolare la radiazione solare media giornaliera mensile H_T .

Pertanto possiamo parafrasare quanto detto sopra per il calcolo di I_T sommando i contributi della radiazione diretta e di quella diffusa dal cielo e dal terreno.

Le equazioni divengono le seguenti:

$$\bar{H}_T = \bar{H} \left(1 - \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} \right) R_b + \bar{H}_d \frac{1 + \cos \beta}{2} + \bar{H} \rho_t \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad [17]$$

e per il rapporto R medio la relazione:

$$\bar{R} = \frac{\bar{H}_T}{\bar{H}} = \left(1 - \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} \right) R_b + \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} \frac{1 + \cos \beta}{2} + \rho_t \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad [18]$$

Il rapporto fra la radiazione media diretta sulla superficie inclinata e quella su superficie orizzontale è indicato con $\bar{R}_b = \bar{H}_{bt} / \bar{H}_b$ ed è funzione della trasparenza atmosferica.

Liu e Jordan propongono di calcolare questo rapporto supponendo che l'atmosfera sia assente e pertanto, per una superficie nell'emisfero boreale e rivolta verso l'equatore, cioè con $\gamma=0^\circ$ si ha:

$$\bar{R}_b = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cos \delta \sin \omega'_s + \frac{\pi}{180} \sin(\varphi - \beta) \sin \delta}{\cos \varphi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi}{180} \omega_s \sin \varphi \sin \delta} \quad [19]$$

ove ω' è l'angolo solare per l'alba e il tramonto calcolato nel giorno medio del mese e dato dalla relazione:

$$\omega'_s = \min \left[\cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \right. \\ \left. \cos^{-1}(-\tan(\phi - \beta) \tan \delta) \right] \quad [20]$$

Ove con *min* si intende il minore dei due valori in parentesi quadra.

Il rapporto \bar{H}_d / \bar{H} può essere calcolato nota che sia la *trasparenza atmosferica* data da:

$$\bar{K}_T = \frac{H}{H_o} \quad [21]$$

La *trasparenza* dipende dal sito, dalla torbidità atmosferica (presenza di industrie, smog, ...), presenza di vapore (per nebbia, per presenza di laghi o del mare) e pertanto non si può fornire una correlazione universale per il suo calcolo.

Hottel (1976) ha presentato un metodo semplificato per il calcolo della radiazione solare diretta trasmessa attraverso un'atmosfera chiara e che prende in esame l'angolo zenitale, l'altitudine e tipologie climatiche.

La trasmittanza solare diretta atmosferica è definita dalla relazione:

$$\tau_b = \frac{H_d}{H_o} = a_o + a_1 e^{-k/\cos \theta_z} \quad [22]$$

ove le costanti a_o, a_1, k per atmosfera standard (con 23 km di visibilità) sono determinate dalla costanti (valide per altitudini inferiori a 2500 m s.l.m.):

$$\begin{aligned} a_o^* &= 0.4237 - 0.00821(1 - A)^2 \\ a_1^* &= 0.5055 + 0.00595(6.5 - A)^2 \\ k^* &= 0.2711 + 0.01858(2.5 - A)^2 \end{aligned}$$

con A altitudine (in km) dell'osservatore.

Partendo dai valori delle costanti asteriscate si applicano opportuni fattori correttivi per tenere conto delle tipologie climatiche dati in tabella:

Tipo di Clima	$r_o = a_o/a_o^*$	$r_1 = a_1/a_1^*$	$r_k = k/k^*$
Tropicale	0.95	0.98	1.02
Estivo di mezza latitudine	0.97	0.99	1.02
Estivo subartico	0.99	0.99	1.01
Invernale di mezza latitudine	1.03	1.01	1.00

Tabella 1: Calcolo dei coefficienti di Hottel

Pertanto, la radiazione diretta per cielo pulito è data dalla relazione:

$$I_{cd} = I_o \tau_d \cos \theta_z \quad [23]$$

con I_o dato dalla [1].

2.1.1 METODO DI LIU E JORDAN

Analoghe relazioni valgono per gli irraggiamenti orari o giornalieri o medi mensili. Liu e Jordan hanno presentato una teoria secondo la quale la trasparenza oraria $k_T = I/I_o$ o giornaliera $K_T = H/H_o$ dell'atmosfera presenta andamenti statistici simili per luoghi aventi la stessa trasparenza media mensile $\bar{K}_T = \bar{H}/\bar{H}_o$.

In particolare definite la trasparenze dirette e diffuse come:

$$\begin{aligned} K_D &= \frac{D_o}{H_{eo}} \\ K_T &= \frac{H_o}{H_{eo}} \end{aligned}$$

ove D e H_o sono le radiazioni diffuse e totali sul piano orizzontali nell'atmosfera e H_{eo} la radiazione totale giornaliera sul piano orizzontale extra atmosferica. Liu e Jordan propongono la relazione:

$$K_D = 0.124 + 0.677K_T - 3.256K_T^2 + 6.881K_T^3 - 4.917K_T^4 - 0.427K_T^5$$

2.1.2 ALTRE CORRELAZIONI

Pur tuttavia la teoria di Liu e Jordan trova tutt'oggi ampia diffusione e Bendt (1981) ha proposto una correlazione che risponde bene per valori delle frequenze distributive⁶ inferiori a $f=0.9$. Per valori superiori si ha una sovrastima dell'indice di trasparenza. Le equazioni di Bendt sono le seguenti:

$$f(K_T) = \frac{e^{\gamma \bar{K}_T} - e^{\gamma \bar{K}_T}}{e^{\gamma \bar{K}_{T,min}} - e^{\gamma \bar{K}_{T,max}}}$$

ove il parametro γ è determinato dalla seguente equazione:

$$\bar{K}_T = \frac{\left(K_{T,min} - \frac{1}{\gamma}\right) e^{\gamma K_{T,min}} - \left(K_{T,max} - \frac{1}{\gamma}\right) e^{\gamma K_{T,max}}}{e^{\gamma K_{T,min}} - e^{\gamma K_{T,max}}}$$

Risolvendo l'equazione trascendentale per la variabile γ si può calcolare la funzione cumulativa $f(K_T)$. Herzog (1985) fornisce una via semplificata per calcolare γ mediante la semplice relazione:

$$\gamma = -1.498 + \frac{1.184\xi - 27.182e^{-1.5\xi}}{K_{T,max} - K_{T,min}}$$

ove si è posto:

$$\xi = \frac{K_{T,max} - K_{T,min}}{K_{T,max} - K_T}$$

Infine Hollands e Huget (1983) propongono la seguente correlazione per il calcolo di $K_{T,max}$:

$$K_{T,max} = 0.6313 + 0.267K_T - 11.9(\bar{K}_T - 0.75)^8$$

Gli andamenti delle trasparenze orarie e giornaliere sono simili, secondo Whillier, a quelle delle trasparenze medie mensili.

Il valore istantaneo del rapporto \bar{H}_d / \bar{H} può essere calcolato mediante molteplici relazioni fornite da numerosi ricercatori in questi ultimi decenni. Ad esempio una buona relazione è data da Collares-Pereira e Rabl:

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 0.99 & \text{per } K_T \leq 0.17 \\ 1.188 - 2.272K_T + 9.473K_T^2 - 21.865K_T^3 + 14.648K_T^4 & \text{per } 0.17 \leq K_T \leq 0.75 \\ -0.54K_T + 0.632 & \text{per } 0.75 \leq K_T \leq 0.80 \\ 0.2 & \text{per } K_T > 0.80 \end{cases}$$

Qualora si desideri introdurre una dipendenza stagionale (tramite l'angolo orario ω_s per l'alba o per il tramonto) occorre usare le seguenti correlazioni:

Per $\omega_s < 81.4^\circ$

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 1.0 - 0.2727K_T + 2.4495K_T^2 - 11.9514K_T^3 + 9.3879K_T^4 & \text{per } K_T < 0.715 \\ 0.143 & \text{per } K_T \geq 0.715 \end{cases}$$

Per $\omega_s > 81.4^\circ$

⁶ Per i vari siti si possono disegnare le frequenze dei giorni aventi vari valori di \bar{K}_T in funzione di \bar{K}_T . Queste curve sono dette *curve distributive* e, normalmente, presentano un picco (*curve modali*) o due (*curve bimodali*). Da queste curve distributive si possono disegnare (integrando) le curve *cumulative* che rappresentano la frazione f dei giorni che sono meno chiari di \bar{K}_T in funzione della stessa \bar{K}_T . Queste curve cumulative sono dette *curve* (\bar{K}_T, f), secondo il simbolismo proposto da Whillier.

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 1.0 - 0.2832K_T - 2.5557K_T^2 + 0.8448K_T^3 & \text{per } K_T < 0.715 \\ 0.175 & \text{per } K_T \geq 0.715 \end{cases}$$

Per stimare la radiazione oraria su una superficie orizzontale usando i valori medi mensili occorre utilizzare opportune correlazioni statistiche mediate su numerose osservazioni. Queste presentano il rapporto $r_i = I/H$ fra la radiazione oraria totale e quella giornaliera totale in funzione della lunghezza del giorno e dell'ora in esame. Una correlazione molto buona, data da Collares-Pereira Rabl, è la seguente:

$$r_i = \frac{I}{H} = \frac{\pi}{24} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \frac{\pi \omega_s}{180} \cos \omega_s}$$

ove i coefficienti a e b sono dati dalle relazioni:

$$a = 0.409 + 0.5016 \sin(\omega_s - 60)$$

$$b = 0.6609 - 0.4767 \sin(\omega_s - 60)$$

Naturalmente in queste equazioni ω è l'angolo orario in gradi per il tempo in esame (ad esempio il punto centrale dell'ora per la quale si effettua il calcolo) ed ω_s è l'angolo orario dell'alba. Per gli andamenti orari si può utilizzare la correlazione proposta da Orgill e Hollands:

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1.0 - 0.249k_T & \text{per } k_T < 0 \\ 1.557 - 1.884k_T & \text{per } 0.35 < k_T < 0.75 \\ 0.177 & \text{per } k_T > 0.75 \end{cases}$$

Molto utilizzata è anche la correlazione di Erbs seguente:

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1.0 - 0.09k_T & \text{per } k_T \leq 0.22 \\ 0.9511 - 0.1604k_T + 4.388k_T^2 - 16.638k_T^3 + 12.336k_T^4 & \text{per } 0.22 < k_T \leq 0.8 \\ 0.165 & \text{per } k_T > 0.8 \end{cases}$$

In genere per valori di $k_T > 0.8$ si hanno pochissimi dati e questi mostrano un incremento della frazione diffusa rispetto a quella diretta.

2.1.3 FENOMENI CHE MODIFICANO LA TRASPARENZA ATMOSFERICA

La radiazione solare extraterrestre come sopra calcolata non è tutta disponibile sulla superficie terrestre poiché l'atmosfera modifica, spesso anche fortemente, la radiazione solare attenuandola per effetto degli assorbimenti dei gas che la compongono, vedi figura 58. Viene indicata *massa d'aria* il rapporto fra la massa dell'atmosfera attraversata dalle radiazioni solari e la massa corrispondente alla posizione dello Zenith del sole (cioè perpendicolare, ove possibile). A livello del mare $m=1$ quando il sole è allo Zenith ed $m=2$ per un angolo di 60° . Per un angolo zenitale variabile fra 0 e 70° si ha, con buona approssimazione, la relazione:

$$m = \frac{1}{\cos \theta_z}$$

L'atmosfera modifica la radiazione solare mediante due meccanismi.

Scattering (Diffusione) atmosferico

Quando la radiazione solare attraversa l'atmosfera interagisce con le molecole dell'aria (principalmente del vapore d'acqua e gocce varie) e con la polvere determinando il fenomeno dello *scattering* cioè della diffusione dei raggi solari.

Questo fenomeno dipende dal numero di particelle con le quali la radiazione viene a contatto e le dimensioni di queste particelle rispetto alla lunghezza d'onda λ delle stesse radiazioni.

La lunghezza del cammino della radiazione attraverso le molecole dell'aria è descritto dalla *massa d'aria* mentre le particelle di aria e di polvere dipendono anche dalle condizioni locali e temporali dell'atmosfera. Il risultato dello *scattering* è la perdita di coerenza direzionale dei raggi solari che, invece, provengono da tutte le direzioni dello spazio.

Assorbimento atmosferico

La radiazione solare subisce diversi fenomeni di assorbimento nell'attraversare l'atmosfera (vedi figura seguente) a causa delle interazioni con i gas presenti. L'assorbimento è dovuto in modo preponderante all'ozono nel campo dell'ultravioletto ($\lambda < 0,38 \mu\text{m}$) e al vapore d'acqua e il biossido di carbonio nell'infrarosso ($\lambda > 0,78 \mu\text{m}$). In particolare l'ozono assorbe quasi del tutto la radiazione per $\lambda < 0,29 \mu\text{m}$

Influenza della *massa d'aria*

Gli effetti della *massa d'aria* sono illustrati dalla figura 59. Al crescere della massa d'aria da 0 (radiazione extraterrestre) fino al valore 5 (atmosfera con bassa *turbidità*) si ha una progressiva attenuazione della radiazione al suolo. Si osservi anche il progressivo spostamento verso lunghezze d'onda maggiore, ciò che provoca il caratteristico colore rossastro all'alba e al tramonto.

2.1.4 RADIAZIONE EMESSA DALLA TERRA

Uno dei fattori importanti nel bilancio della radiazione terrestre è il termine relativo alla radiazione emessa dalla superficie terrestre e da alcuni costituenti atmosferici. Tale radiazione può ancora essere valutata secondo la relazione:

$$E = \varepsilon \sigma T^4$$

con ε e T rispettivamente l'emissività (con valori molto prossimi ad 1, ad esempio l'acqua ha $\varepsilon = 0,97$) e la temperatura della superficie terrestre (comprese fra $250 \div 320 \text{ K}$). La radiazione terrestre è concentrata nell'intervallo di lunghezze d'onda $4 \div 40 \mu\text{m}$ con un valore massimo intorno ai $10 \mu\text{m}$. L'emissione atmosferica è dovuta essenzialmente alle molecole di CO_2 e H_2O con range di emissione variabili fra $5 \div 8 \mu\text{m}$ e oltre i $13 \mu\text{m}$.

Nell'intervallo $8 \div 12 \mu\text{m}$ si ha una regione di trasparenza detta **finestra atmosferica**. Il calcolo dell'emissione atmosferica può essere fatto supponendo che la terra veda la *volta celeste* avente una temperatura equivalente T_{vc} variabile fra $230 \div 285 \text{ K}$. In pratica si può scrivere la relazione:

$$E_{am} = \sigma T_{vc}^4$$

Secondo questo modello si può dire che lo scambio radiativo netto, in assenza di radiazione solare tra la superficie terrestre e l'atmosfera, è rappresentato dalle curve di figura 60 ove si sono rappresentate due curve: la curva **b)** è relativa ad un corpo nero alla stessa temperatura dell'atmosfera mentre la curva **a)** e la curva di emissione atmosferica nella quale risulta evidente la *finestra radiativa*.

L'area tratteggiata (differenza fra le due emissioni radiative) rappresenta la potenza radiativa scambiata fra la superficie terrestre e la volta celeste.

Un'applicazione interessante della *finestra radiativa* si ha con il *raffreddamento naturale* (anche al di sotto di 0°C) che si può ottenere ricoprendo le superfici con pellicole selettive (della famiglia dei *Mylar*) che emettano in corrispondenza della *finestra*.

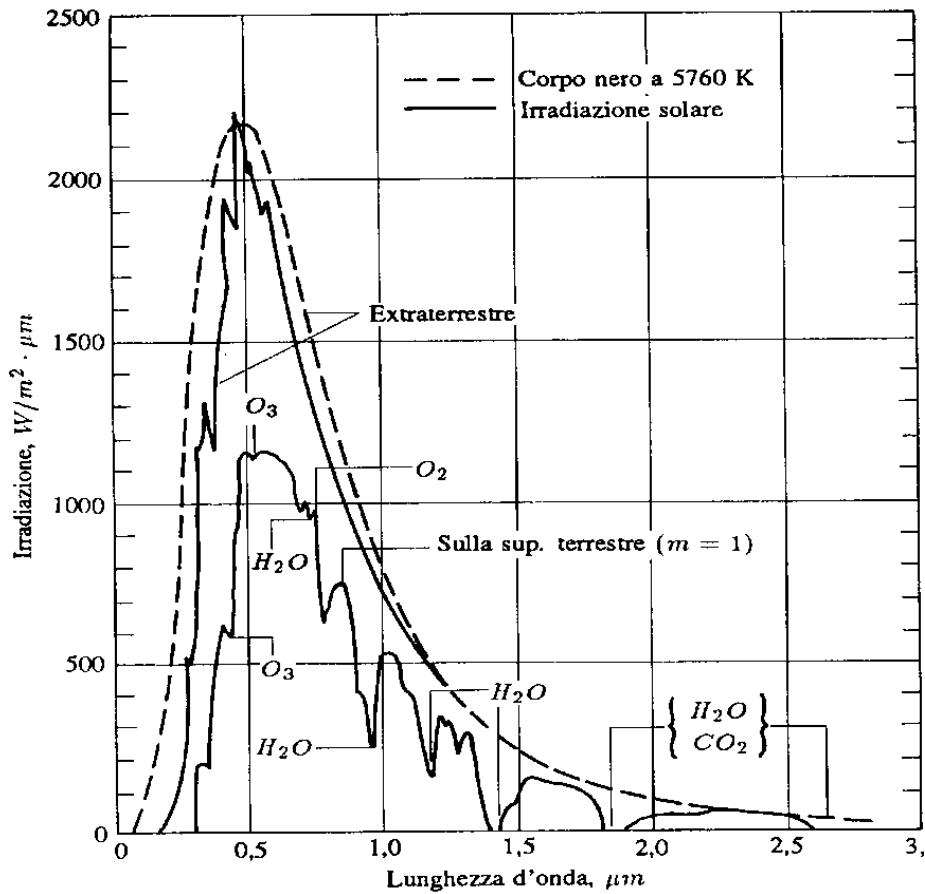


Figura 39: : Radiazione solare fuori dell'atmosfera e al suolo.

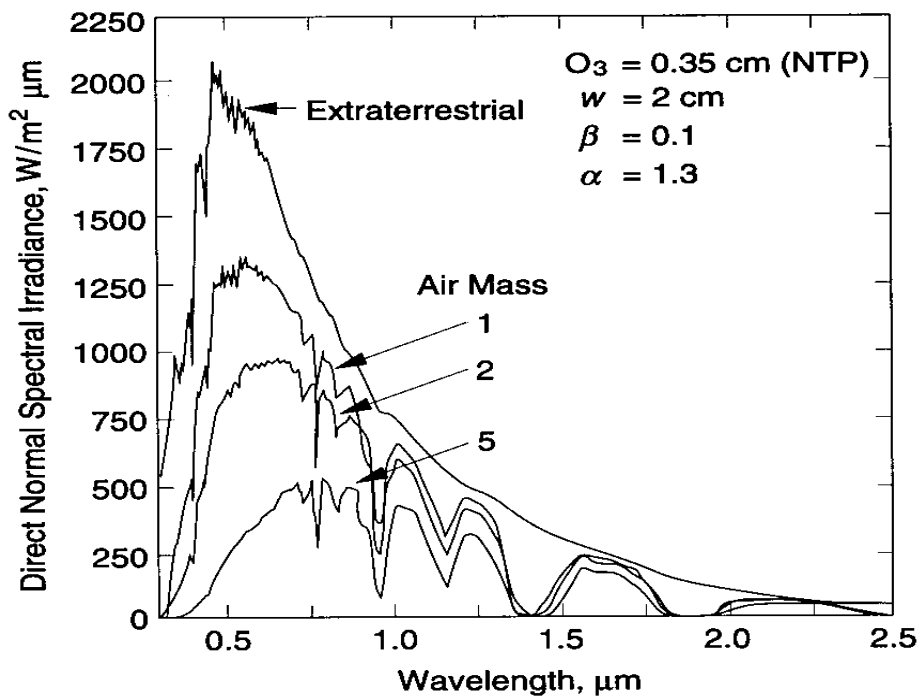


Figura 40: Effetti della massa d'aria sulla radiazione al suolo

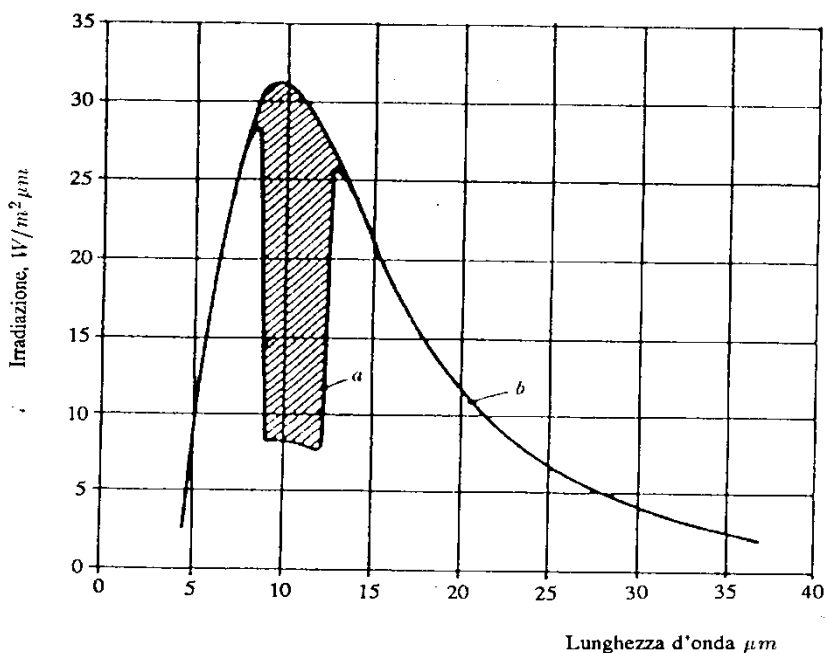


Figura 41: Emissione terrestre - atmosferica (curva a) e del corpo nero (curva b)

2.2 IL CLIMA E INFLUENZE SULLA PROGETTAZIONE IMPIANTISTICA

Si è più volte detto che il clima condiziona l'evoluzione termica di un edificio e pertanto è necessario conoscerne le caratteristiche che lo determinano. Una classificazione già indicata nel paragrafo *Regioni Climatiche* è la seguente:

- *Caldo umido:* caratterizzate da surriscaldamenti dell'atmosfera con temperatura media superiore a 20°C e con umidità relativa⁷ intorno all'80%.
- *Caldo secco:* caratterizzate da surriscaldamenti dell'atmosfera con temperatura media superiore a 25°C e con umidità relativa bassa.
- *Clima temperato:* caratterizzato da dispersioni termiche notevoli in inverno e insufficienti in estate e con temperatura media variabile con la stagione fra -15÷25 °C e con umidità che raramente raggiungono il valore medio dell'80%.
- *Clima freddo:* caratterizzato da temperature che variano in inverno fra -15 ÷ (-40) °C e con umidità relativa invernale solitamente elevata.

In figura 74 si ha una classificazione del clima a scala terrestre con le indicazioni delle quattro zone climatiche sopra indicate.

Nel caso del clima per l'Europa si ha una classificazione più fine: *clima alpino, clima oceanico, clima mediterraneo, clima continentale, clima umido, clima freddo, ...* come rappresentato in figura 75.

Si osserviamo le linee a temperatura media di 0°C separa in inverno le regioni carpatico-danubiane-balcaniche dall'Europa occidentale che risulta influenzata dalla presenza dell'Oceano Atlantico.

⁷ L'Umidità relativa, indicata con ϕ , è il rapporto fra la pressione del vapore d'acqua nelle condizioni attuali rispetto alla pressione massima di saturazione cioè alla pressione di passaggio di stato (condensazione) alla temperatura dell'aria. Se $\phi=1$ allora il vapore d'acqua contenuto nell'aria è anche nella quantità massima possibile per la temperatura e pressione data.

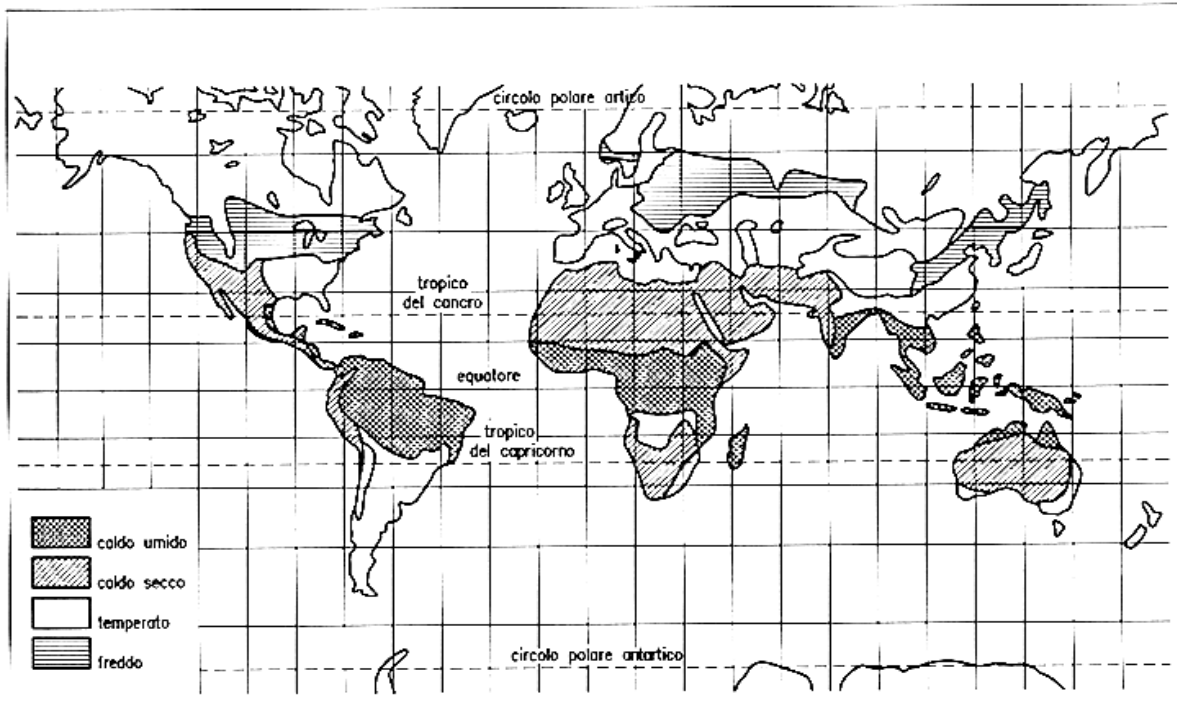


Figura 42: Classificazione delle zone climatiche sulla Terra.

In estate la linea di temperatura a 20°C in estate separa le zone sub-alpine (prevalentemente mediterranee) dalle zone nordeuropee con clima ad inverno rigido.

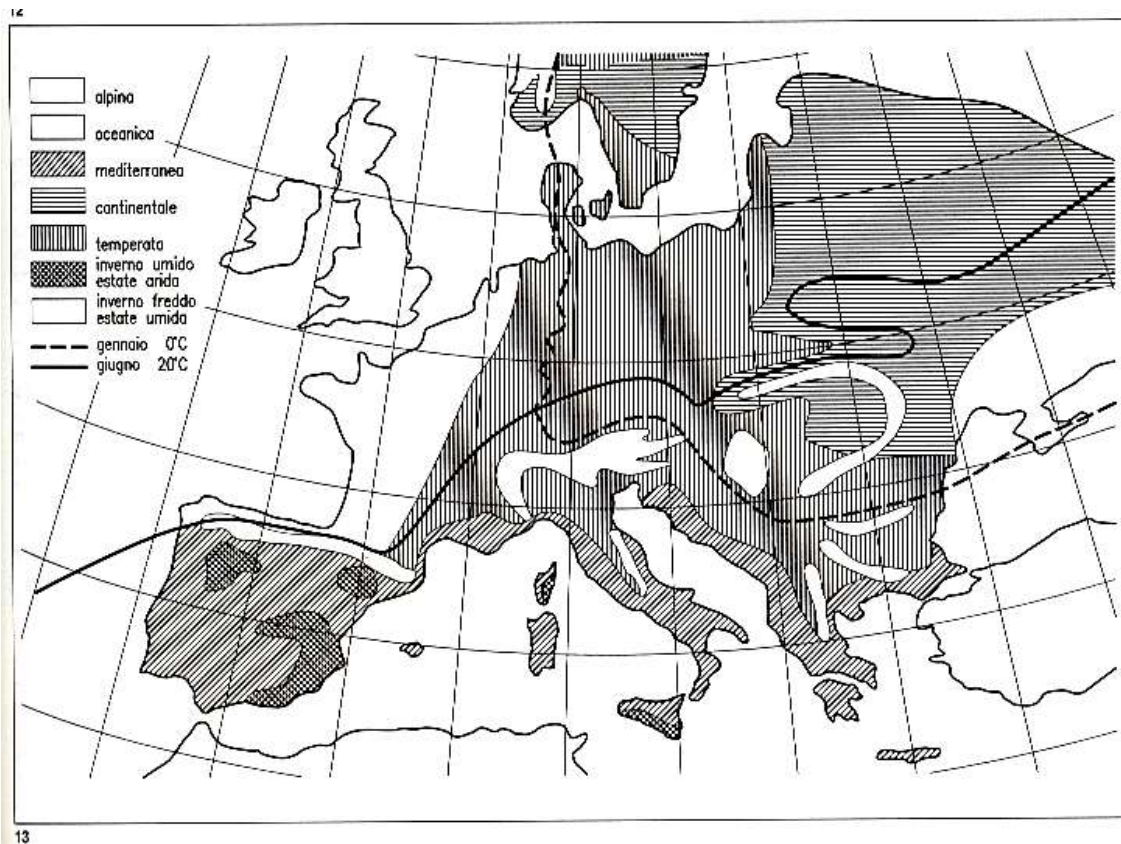


Figura 43: Regioni climatiche europee.

Per l'Italia in particolare si ha la situazione riportata nella figura 76.

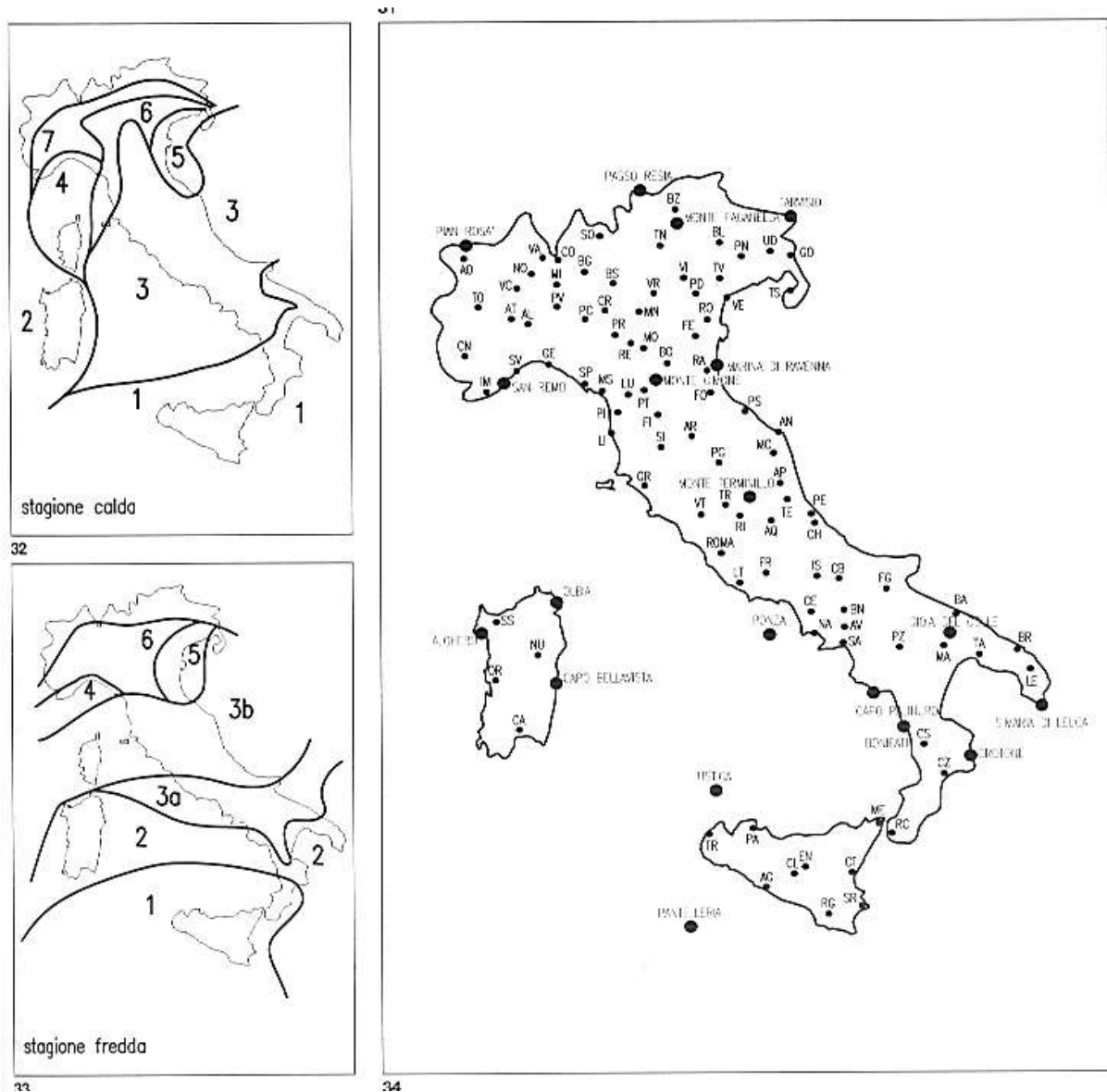


Figura 44: Località per le quali si hanno stazioni climatiche in Italia.

2.3 IL CLIMA RISPETTO ALLE SCALE GEOGRAFICHE

Una ulteriore classificazione viene effettuata sul clima in funzione dell'estensione del territorio al quale è riferito. In particolare si ha la situazione espressa nella seguente tabella.

Clima	Distribuzione orizzontale (m)	Distribuzione verticale	Esempio	Scala temporale meteorologica (s)
Microclima	$10^{-2} \div 10^2$	$10^{-2} \div 10^1$	Serra	$10^{-1} \div 10^1$
Clima locale	$10^2 \div 10^4$	$10^{-1} \div 10^3$	Fascia di inversione termica	$10^4 \div 10^5$
Mesoclima	$10^3 \div 2 \times 10^5$	$10^0 \div 6 \times 10^3$	Clima di bacino	$10^4 \div 10^5$
Macroclima	$2 \times 10^5 \div 5 \times 10^7$	$10^0 \div 10^5$	Regione dei monsoni	$10^5 \div 10^6$

Tabella 2: Differenziazione del clima

La climatologia dell'ambiente costruito si occupa, in base a questa classificazione, del microclima all'interno degli ambienti.

Nel caso di studi approfonditi del microclima esterno (a scala di 100 m) questo risulta condizionato dalla morfologia del terreno, dalla sua composizione geologica, dall'esposizione ai raggi solari e al vento, dall'andamento delle ombre portate, dalla presenza di specchi d'acqua e/o di macchie di vegetazione.

Ancora più in particolare il microclima esterno coinvolge gli strati d'aria vicini al suolo e quindi la distribuzione verticale di temperatura, umidità e pressione assume primaria importanza rispetto a quella orizzontale che è, invece, oggetto del clima locale.

La progettazione architettonica, per quanto riguarda la climatologia e quindi le condizioni di benessere e di consumi energetici, è interessata dalle scale climatiche del microclima e del clima locale.

E' compito del progettista definire il microclima esterno prima di effettuare la progettazione di un edificio in modo da conoscere con esattezza tutti i *fattori climatici* che lo definiscono.

E' opportuno osservare, inoltre, che il microclima esterno può in qualche modo essere cambiato o condizionato dall'uomo mentre nessuna alterazione può essere fatta a scala geografica maggiore.

Si ricordi, ad esempio, la modificazione del microclima effettuata in Patagonia (Argentina del sud) per consentire la vita degli abitanti plagiati da condizioni locali particolarmente ventose: mediante impiantazioni di alberi d'alto fusto delimitanti zone esterne di qualche decina di metri di lato si è fatto in modo che le abitazioni costruite all'interno delle aree interne fossero protette dalla strato limite e quindi meno soggette al vento.

2.4 FATTORI CLIMATICI

Sono definiti *fattori climatici* quei fenomeni naturali quale il soleggiamento, la nuvolosità, il vento, le precipitazioni o la radiazione solare che determinano le caratteristiche climatiche di una data località.

2.4.1 RADIAZIONE SOLARE

Si è già parlato della radiazione solare in generale nei capitoli precedenti e ad essi si rimanda per una trattazione più approfondita.

Qui si vuole considerare la radiazione solare per l'Italia così come rilevata di recente dall'ENEA nel 1995 mediante tecniche avanzate che fanno uso di riprese da satellite.

In particolare sono state utilizzate le riprese del satellite Meteosat ricevute dal centro europeo di Darmstadt.

Le immagini sono poi convertite in mappe digitalizzate nelle quali l'irraggiamento solare è dato in forma grafica a colori, come indicato nelle figure seguenti. Nella tabella seguente si hanno gli irraggiamenti solari mensili nei comuni della provincia di Siracusa ed analoghe tabelle si hanno per tutti i comuni d'Italia.

Nelle figure seguenti si hanno le mappe di irraggiamento medio mensile per i mesi da gennaio e febbraio in Italia su superfici orizzontali, espresse in MJ/m²/giorno.

Questi dati possono essere utilizzati per i calcoli dell'irraggiamento solare per superfici comunque inclinate ed orientate, come indicato in precedenza.

Dati ancora maggiori si possono desumere dai due manuali della Comunità Scientifica Europea: *Atlante Europeo della Radiazione Solare*.

RADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE SULL' ITALIA NEL 1995 (MJ/m²giorno)

latitud	longitud	altit	prov	Comune	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
38 05	13 17	310	PA	Monreale	7.8	12.1	14.8	18.9	22.6	23.8	24.1	21.2	17.0	13.3	8.2	7.5
38 07	13 22	14	PA	Palermo	7.8	12.1	14.8	18.9	22.6	23.8	24.1	21.1	16.9	13.3	8.2	7.5
38 03	13 07	175	PA	Partinico	7.9	12.0	14.9	19.0	22.6	23.7	24.2	21.2	17.0	13.3	8.3	7.6
38 00	13 17	720	PA	Piana degli Albanesi	7.8	12.0	14.8	18.9	22.6	23.8	24.1	21.2	16.9	13.2	8.3	7.5
37 43	13 28	966	PA	Prizzi	7.9	12.1	14.9	18.9	22.8	23.9	24.1	21.2	16.9	13.2	8.4	7.5
37 58	13 11	467	PA	San Giuseppe Jato	7.9	12.0	14.9	18.9	22.6	23.8	24.2	21.2	17.0	13.3	8.3	7.6
37 59	13 42	77	PA	Termini Imerese	7.7	12.0	14.6	18.7	22.6	23.9	24.0	21.0	16.8	13.2	8.2	7.4
38 09	13 05	33	PA	Terrasini	7.9	12.0	14.9	19.0	22.6	23.7	24.2	21.2	17.0	13.3	8.3	7.6
38 05	13 27	47	PA	Villabate	7.7	12.1	14.8	18.8	22.6	23.8	24.1	21.1	16.9	13.2	8.2	7.5
37 02	14 30	199	RG	Acate	8.7	12.4	15.4	18.9	23.0	24.2	24.1	21.4	16.8	13.4	9.3	7.8
37 02	14 42	688	RG	Chiaromonte Gulfi	8.8	12.4	15.3	18.9	22.9	24.2	24.1	21.4	16.7	13.4	9.3	7.8
36 57	14 36	209	RG	Comiso	8.8	12.5	15.4	19.0	23.0	24.2	24.1	21.4	16.8	13.4	9.4	7.9
36 47	14 55	170	RG	Ispica	8.9	12.6	15.6	19.1	23.1	24.3	24.2	21.5	16.8	13.5	9.6	8.0
36 52	14 46	296	RG	Modica	8.9	12.5	15.5	19.0	23.0	24.3	24.2	21.5	16.8	13.5	9.7	8.0
36 44	14 51	20	RG	Pozzallo	8.9	12.6	15.6	19.1	23.1	24.3	24.2	21.6	16.8	13.5	9.8	8.1
36 56	14 44	502	RG	Ragusa	8.8	12.5	15.4	19.0	23.0	24.3	24.1	21.4	16.8	13.5	9.5	7.9
36 50	14 31	87	RG	Santa Croce Camerina	8.9	12.6	15.6	19.1	23.1	24.3	24.2	21.5	16.9	13.5	9.6	8.0
36 48	14 42	106	RG	Scicli	8.9	12.6	15.6	19.1	23.1	24.3	24.2	21.5	16.8	13.5	9.6	8.0
36 57	14 32	168	RG	Vittoria	8.8	12.5	15.4	19.0	23.1	24.2	24.1	21.4	16.8	13.4	9.4	7.9
37 14	15 13	15	SR	Augusta	8.7	12.4	15.2	18.6	22.7	24.2	24.1	21.2	16.3	13.5	9.3	7.8
36 55	15 08	40	SR	Avola	8.9	12.5	15.5	18.9	23.0	24.3	24.2	21.5	16.5	13.5	9.6	8.0
37 02	15 04	362	SR	Canicattini Bagni	8.8	12.4	15.3	18.8	22.9	24.2	24.1	21.4	16.5	13.5	9.5	7.9
37 17	15 01	200	SR	Carientini	8.7	12.3	15.1	18.6	22.7	24.2	24.0	21.1	16.4	13.4	9.1	7.8
37 05	15 09	111	SR	Florida	8.8	12.4	15.3	18.8	22.8	24.2	24.1	21.4	16.5	13.5	9.4	7.9
37 14	14 53	281	SR	Francolonte	8.7	12.3	15.1	18.7	22.7	24.2	24.0	21.1	16.5	13.4	9.1	7.7
37 17	15 00	53	SR	Lentini	8.6	12.3	15.1	18.6	22.7	24.2	24.0	21.1	16.4	13.4	9.1	7.8
37 11	15 08	310	SR	Meilì	8.7	12.4	15.2	18.7	22.7	24.2	24.0	21.3	16.4	13.4	9.3	7.9
36 54	15 04	152	SR	Noto	8.9	12.5	15.5	19.0	23.0	24.3	24.2	21.5	16.6	13.5	9.6	8.0
36 43	15 05	65	SR	Pachino	8.9	12.6	15.6	19.1	23.1	24.3	24.2	21.6	16.7	13.5	9.9	8.1
37 04	14 54	670	SR	Palazzolo Acreide	8.8	12.4	15.3	18.8	22.8	24.2	24.1	21.3	16.6	13.4	9.3	7.9
37 10	15 11	30	SR	Priolo Gargallo	8.8	12.4	15.2	18.7	22.7	24.2	24.1	21.3	16.4	13.5	9.3	7.9
36 49	14 57	154	SR	Rosolini	8.9	12.6	15.5	19.0	23.0	24.3	24.2	21.5	16.7	13.5	9.7	8.0
37 04	15 18	17	SR	Siracusa	8.8	12.5	15.4	18.8	22.8	24.3	24.1	21.4	16.4	13.5	9.5	8.0
37 10	15 02	438	SR	Sortino	8.7	12.3	15.2	18.7	22.7	24.2	24.0	21.2	16.5	13.4	9.2	7.8
37 58	12 58	258	TP	Alcamo	8.0	12.0	15.0	19.0	22.6	23.7	24.2	21.3	17.0	13.3	8.4	7.7
37 55	12 52	338	TP	Calatafimi	8.1	12.0	15.1	19.1	22.7	23.7	24.3	21.4	17.0	13.3	8.6	7.8

Figura 45: Irraggiamento solare nei comuni della provincia di Siracusa.

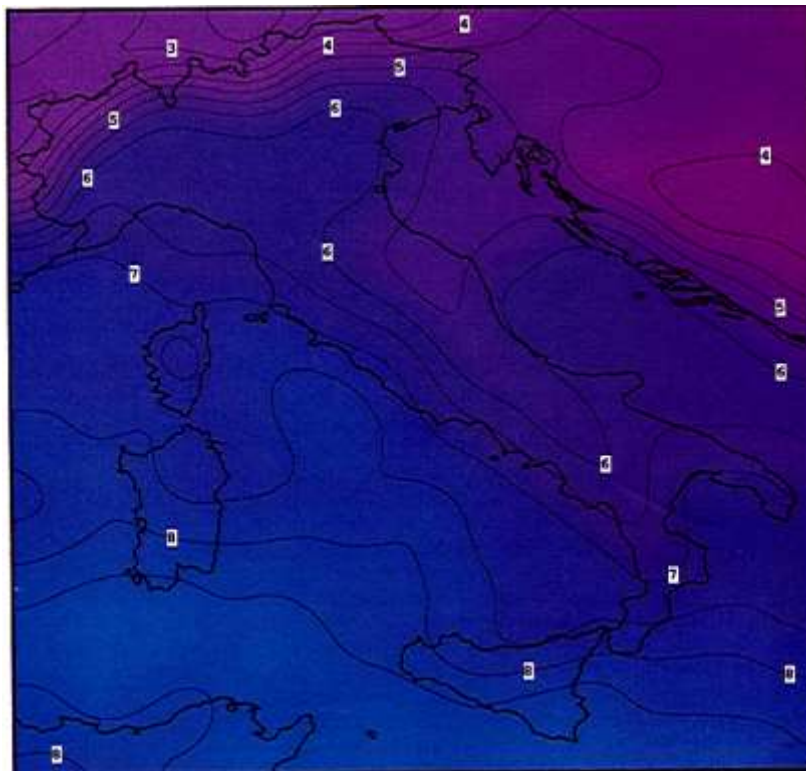


Figura 46: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a gennaio

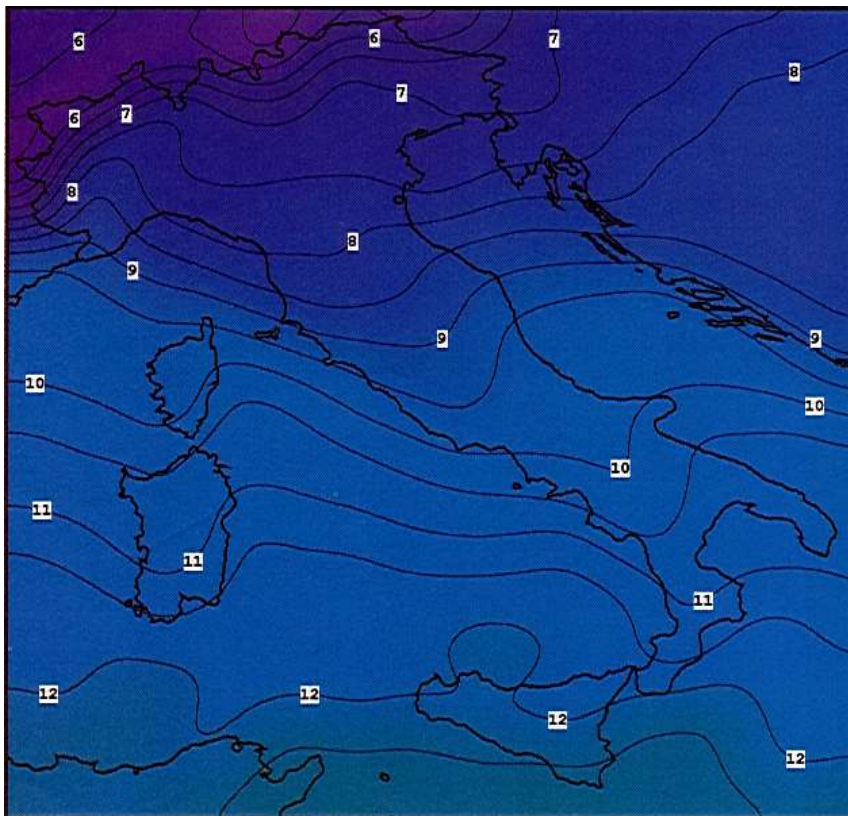


Figura 47: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a febbraio

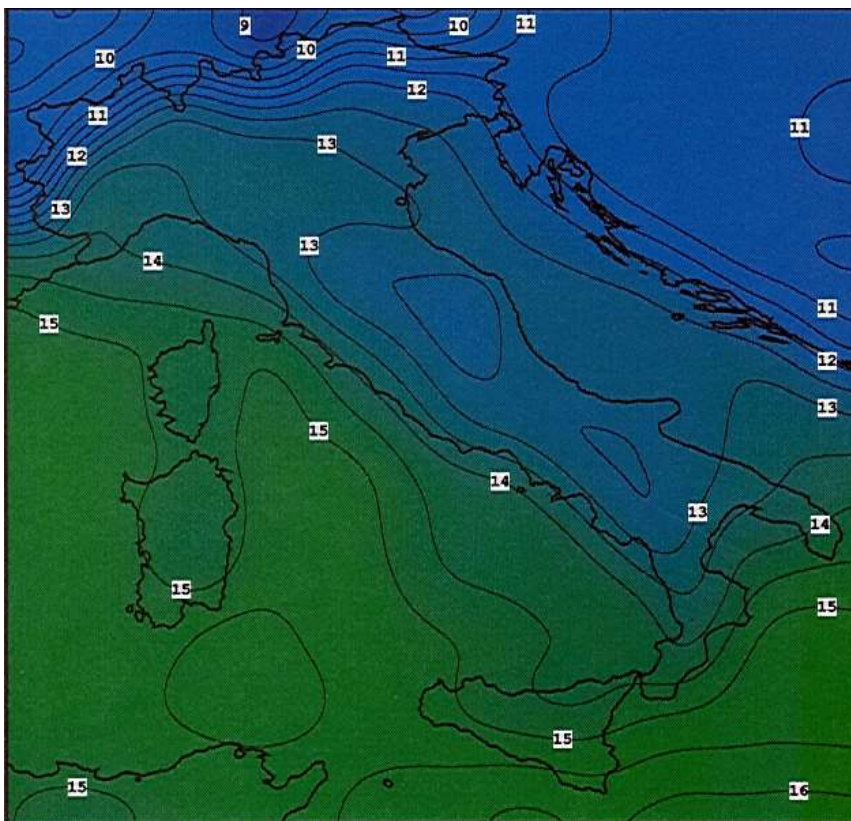


Figura 48: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a marzo

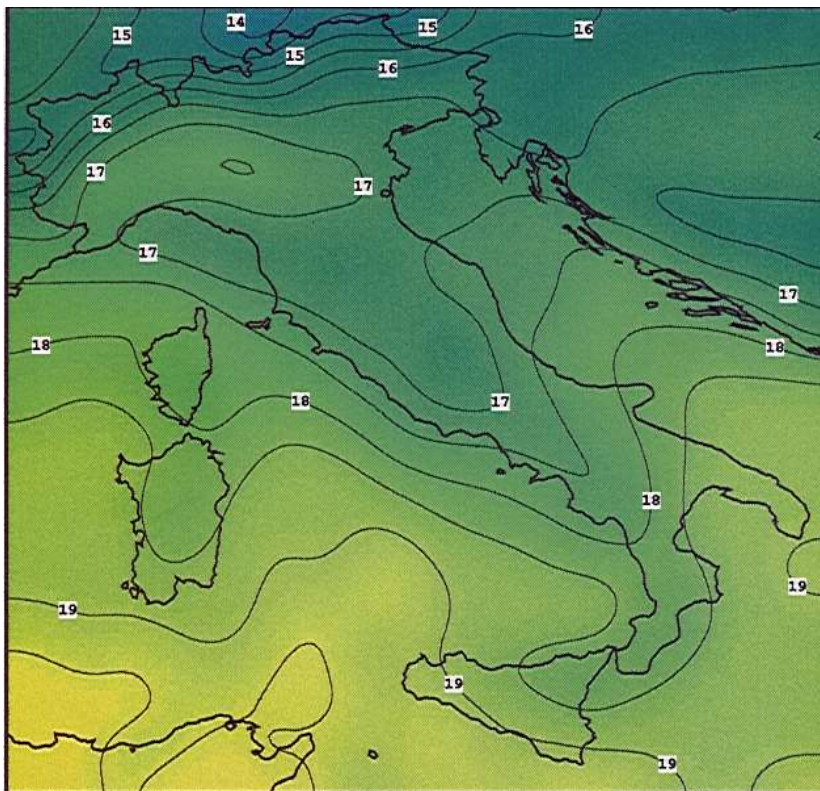


Figura 49: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) ad aprile

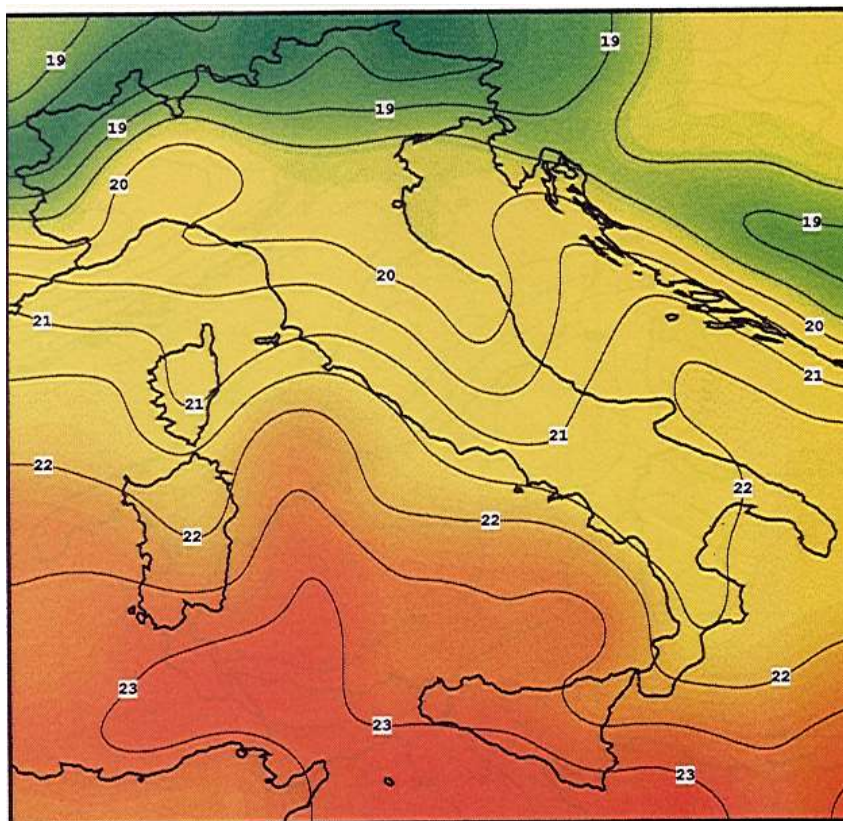


Figura 50: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a maggio

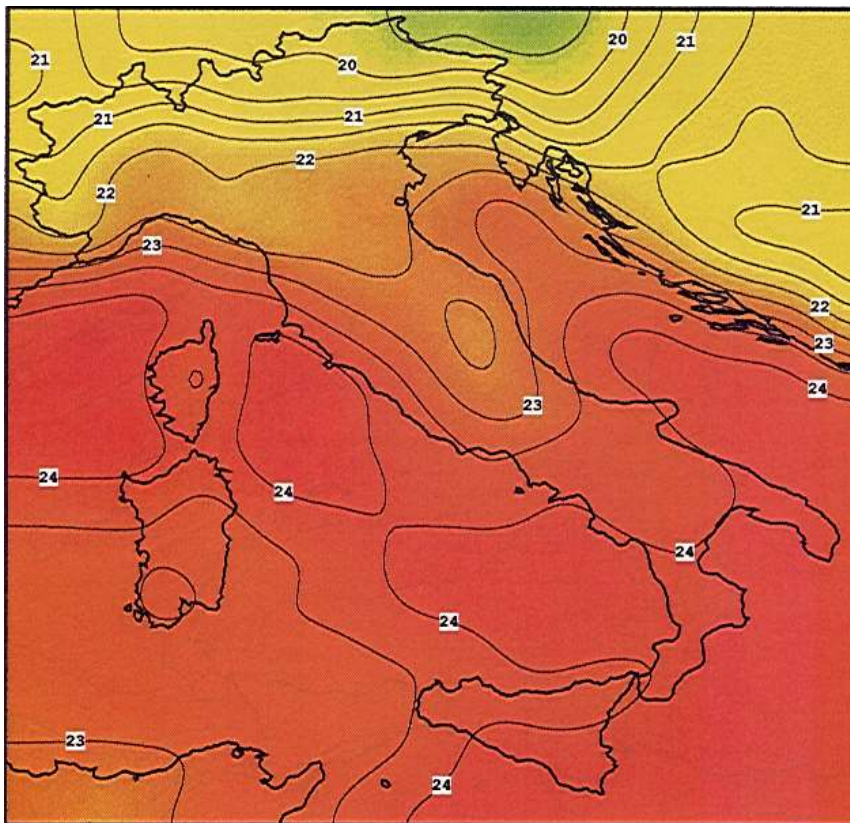


Figura 51: Irradiazione giornaliera media mensile ($\text{MJ}/\text{m}^2/\text{giorno}$) a giugno

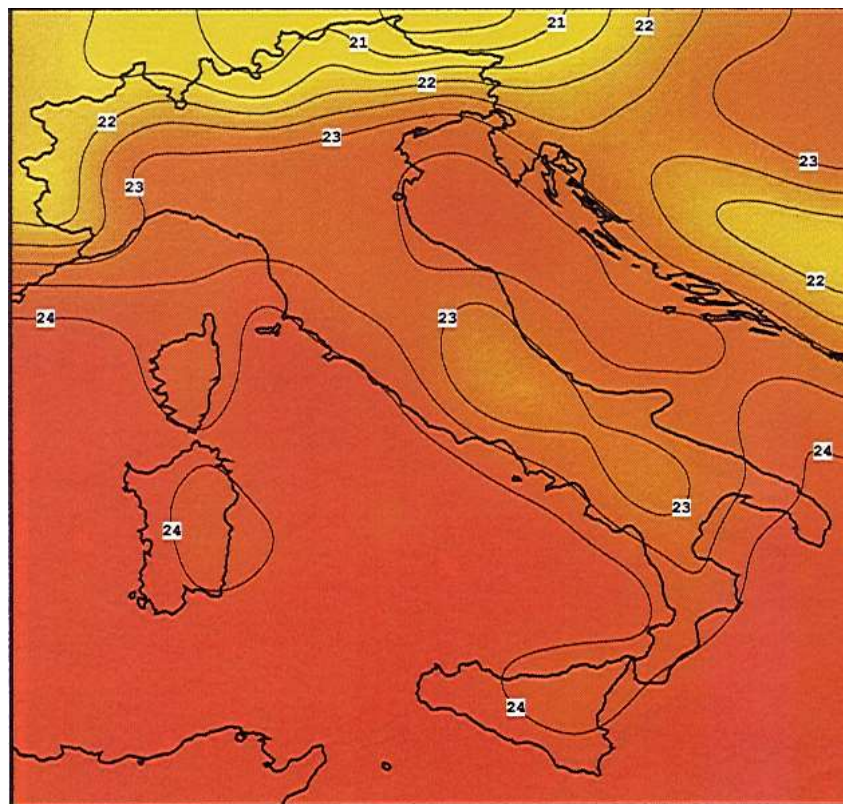


Figura 52: Irradiazione giornaliera media mensile ($\text{MJ}/\text{m}^2/\text{giorno}$) a luglio

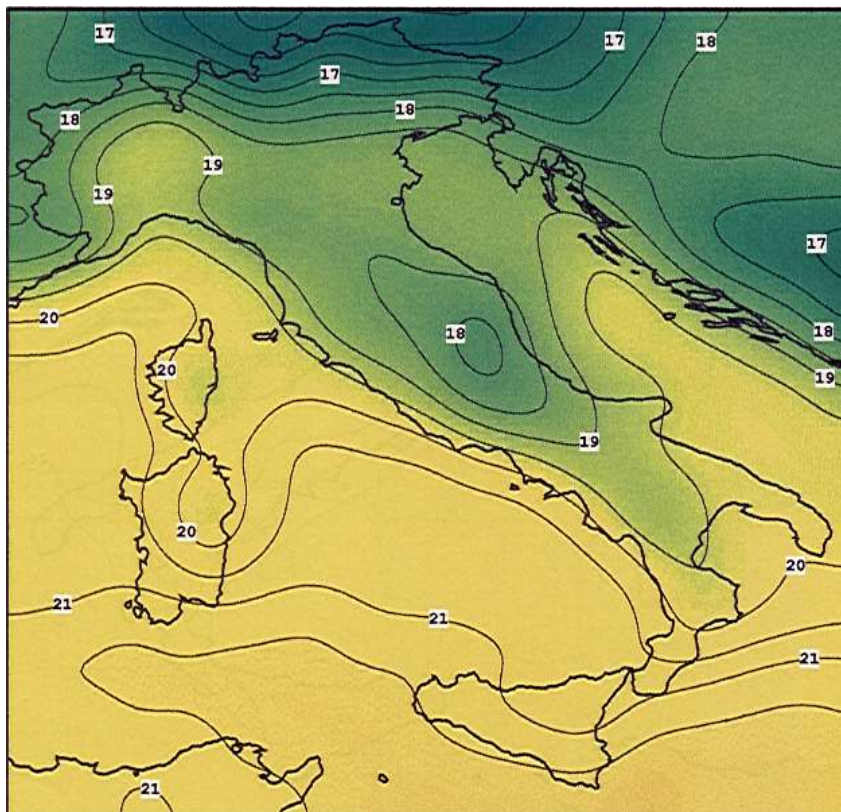
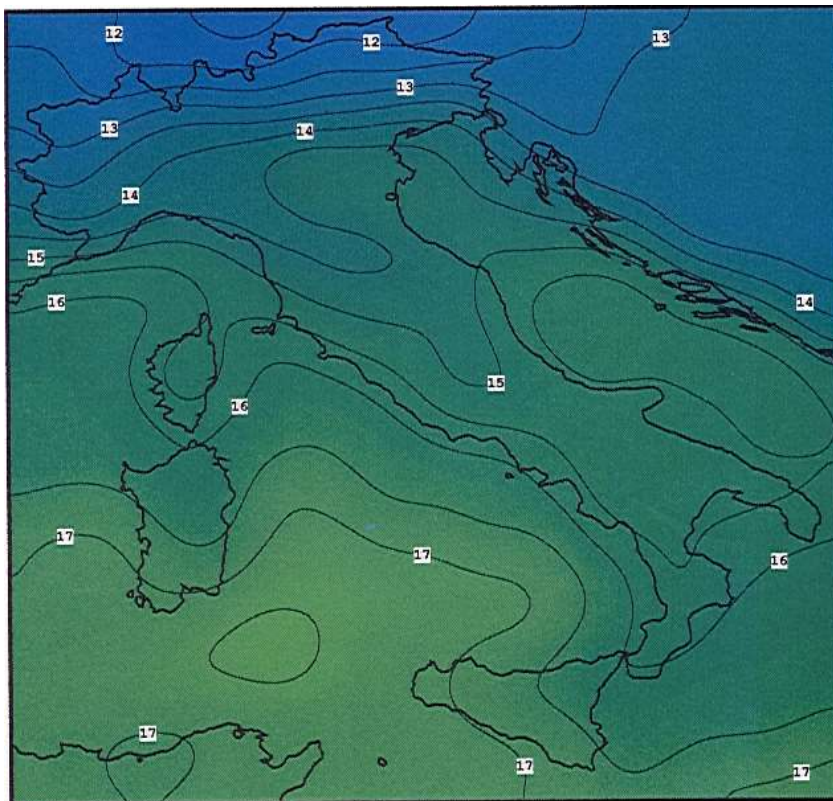


Figura 53: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) ad agosto



Radiazione giornaliera media mensile (MJ/m² giorno)

Figura 54: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a settembre

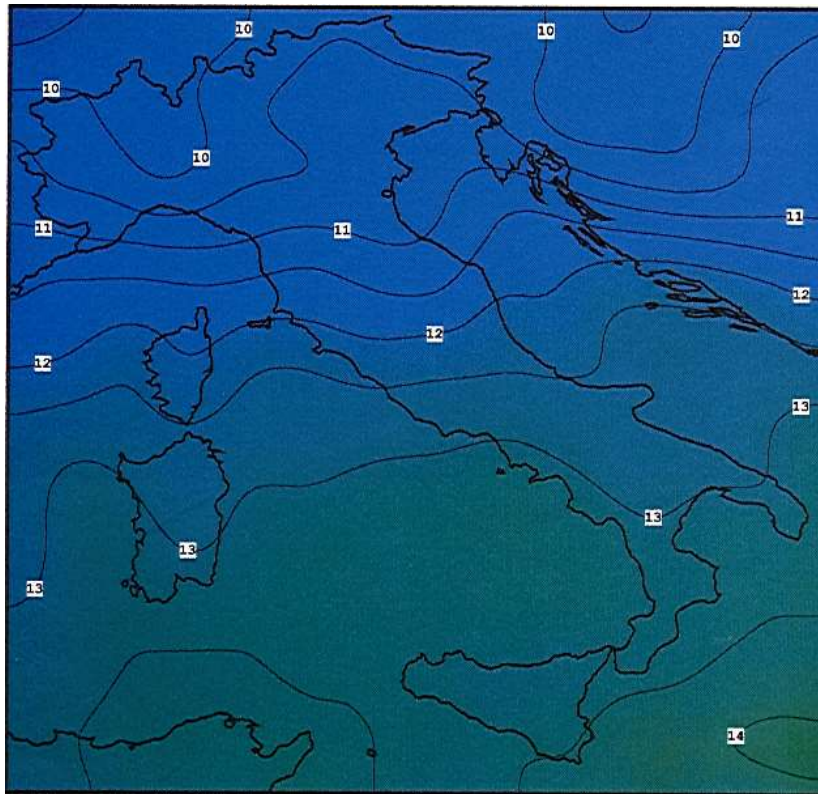


Figura 55: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) ad ottobre

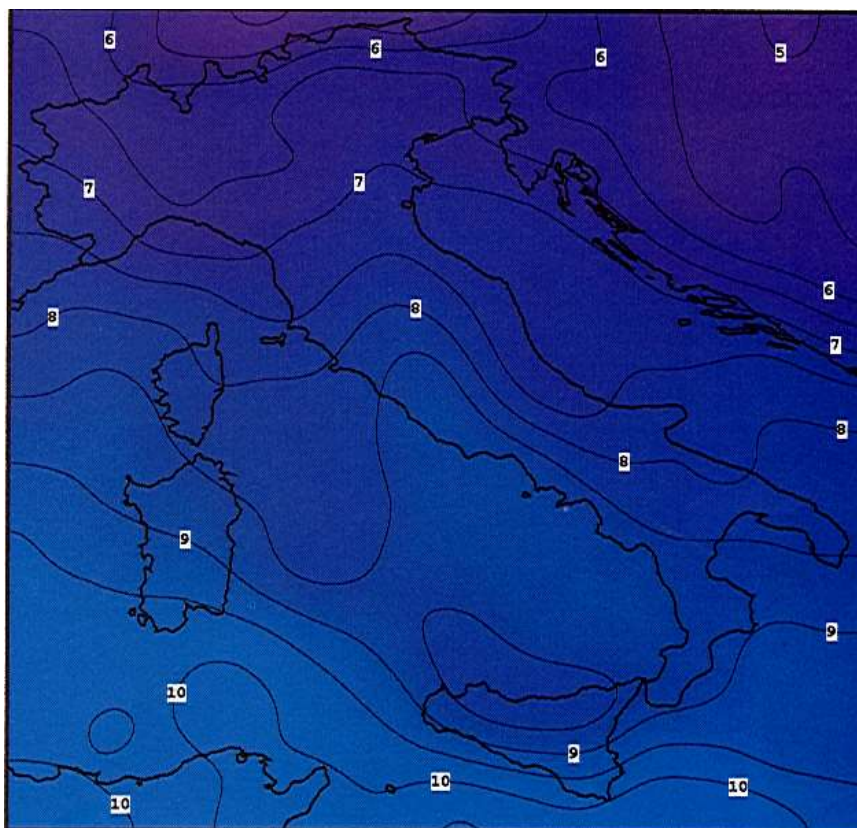


Figura 56: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a novembre

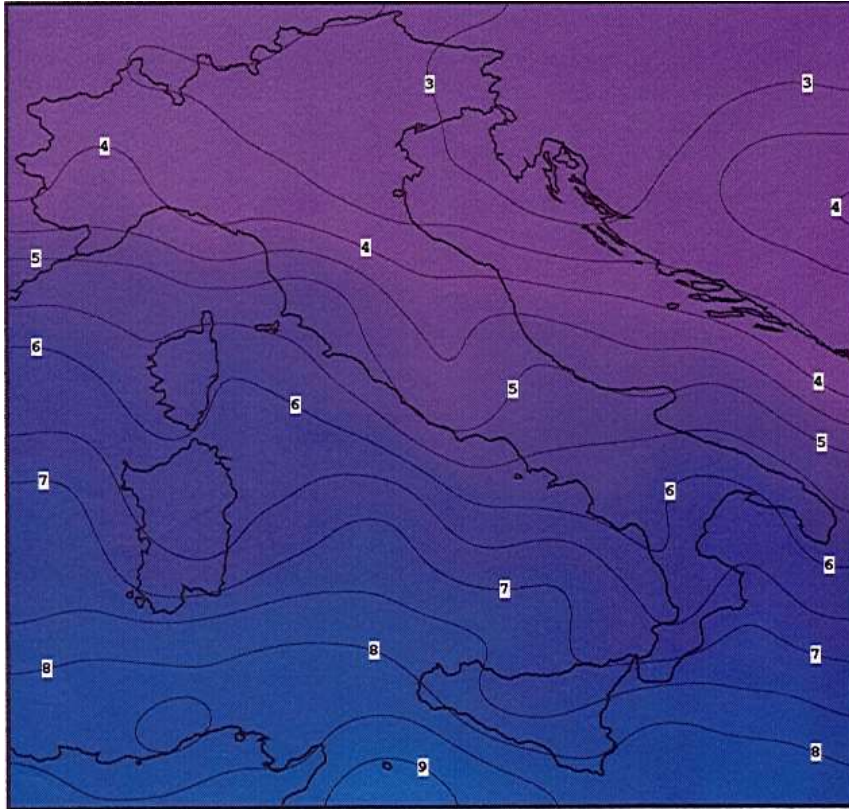


Figura 57: Irradiazione giornaliera media mensile ($\text{MJ}/\text{m}^2/\text{giorno}$) a dicembre

2.4.2 NUVOLOSITÀ

La nuvolosità influisce notevolmente sul clima poiché modifica il rapporto tra la radiazione diretta e la radiazione diffusa per effetto dell'assorbimento e della diffusione delle molecole d'acqua costituenti le nubi. Durante le giornate nuvolose la radiazione globale ricevuta su una superficie comunque inclinata è quasi esclusivamente diffusa e pari al 5 ÷ 20 % di quella diretta. Pertanto l'irraggiamento totale si riduce notevolmente. Anche la *limpidità atmosferica* influisce sulle condizioni di soleggiamento. Questa è data dall'assenza di polveri o altri fattori inquinanti che assorbono la radiazione solare o che la modificano (ad esempio per scattering e per diffusione). Questo fattore è comunque legato molto alle condizioni locali, cioè alla presenza di ciminiere industriali, cave, vulcani, Nella Sicilia, ad esempio, la presenza di polveri vulcaniche o di sabbia sahariana riduce spesso la limpidità atmosferica e quindi l'irraggiamento solare.

2.4.3 TEMPERATURA DELL'ARIA

La temperatura di un sito geografico dipende sia dall'irraggiamento atmosferico che dalle possibilità di scambi termici tra la terra e l'atmosfera. Infatti il bilancio globale di questo scambio dipende dalla dispersività dell'atmosfera, dalle correnti d'aria e dalla presenza di masse termiche. E' infatti osservabile da tutti come certe zone risultino più calde di altre, pur essendo vicini e apparentemente simili; in effetti esse differiscono per il versante, per la presenza di valli o di monti, per la geologia dei terreni, per la presenza di acqua in bacini o fiumi,

Le stagioni meteorologiche non dipendono solamente dalla lunghezza dei giorni ma risultano sfasate di uno-due mesi rispetto ai periodi di massima durata. Ad esempio le condizioni di maggior caldo si hanno in Italia in agosto e non in giugno-luglio che pure hanno maggiore insolazione. Allo stesso modo le temperature minori non si verificano in corrispondenza del solstizio di inverno (21 dicembre) a gennaio-febbraio.

A scala temporale più ridotta questo sfasamento avviene anche fra l'irraggiamento orario giornaliero e la temperatura oraria giornaliera: il massimo si ha dopo le 14 e il minimo si ha durante la notte o poco prima dell'alba.

2.4.4 MOVIMENTI D'ARIA

Se si osserva la distribuzione della radiazione solare netta (vedi figura 38) appare evidente che si ha un deficit della radiazione solare nelle zone di elevata latitudine ($>70^\circ$) e un eccesso alle basse latitudini ($<30^\circ$). Ciò, tuttavia, non comporta un surriscaldamento delle zone intertropicali poiché si ha un riequilibrio termico operato dalle correnti d'aria (che trasportano circa i 4/5 dell'energia) e delle correnti marine (che trasportano l'altro 1/5 di energia restante).

In pratica i flussi di aria e di acqua costituiscono un vero e proprio sistema di redistribuzione dell'energia, riscaldando le zone fredde e raffreddando quelle calde. Del resto è sotto gli occhi di tutti l'azione calmieratrice del clima che la presenza del mare opera nelle zone costiere. Il clima mediterraneo si estende fin dove l'azione del mare mediterraneo si fa sentire. Gli spostamenti di masse d'aria avvengono per effetto di differenze di temperatura fra zone diverse della Terra e per differenza di pressione (vedi figure 39, 40, 41, 42).

Nella maggior parte dei paesi dell'Unione Europea la velocità media del vento è di $3\div 4$ m/s nelle zone costiere e $2\div 3$ m/s nell'entroterra. In Italia le direzioni di provenienza del vento risultano assai variabili e strettamente legati a fattori locali, quali l'orografia del terreno e la presenza di bacini d'acqua. Inoltre l'altimetria dei luoghi influenza notevolmente il regime dei venti a parità di latitudine.

2.4.5 UMIDITÀ DELL'ARIA

Questo fattore dipende dai meccanismi di evaporazione e traspirazione dovuti alla radiazione solare e ai gradienti termici dell'atmosfera. L'umidità influenza fortemente le condizioni di benessere termico: l'aria fredda e umida appare molto più fredda dell'aria a bassa umidità alla stessa temperatura.

Una percentuale di umidità ritenuta accettabile (vedi nel prosieguo le condizioni di comfort termico) deve essere compresa fra $35\div 70$ %. A causa dell'assorbimento della radiazione solare da parte del vapore acqueo (come già detto in precedenza) le zone più umide sono anche meno soleggiate e quindi più fredde.

L'umidità è spesso legata alle condizioni locali e quindi al microclima del sito geografico. A parità di latitudine e radiazione solare alcune zone sono più umide di altre e addirittura in alcuni si ha la formazione di nebbia e in altre non. La presenza di precipitazioni e di nebbie condizionano notevolmente la progettazione degli edifici e deve essere presa in giusta considerazione dal progettista.

2.5 CARATTERISTICHE ALEATORIE DELLE ENERGIE ALTERNATIVE

Da quanto sopra indicato appare chiaro che la caratteristica più appariscente dell'energia solare (e tutte le sue derivate) è che questa è aleatoria. Essa, quindi, non è sempre disponibile ma variabile di giorno in giorno e di ora in ora in modo che non possiamo prevedere con certezza.

Proprio questa caratteristica influenza sia il progetto che l'utilizzo dei sistemi solari. Infatti possiamo immaginare di avere disponibilità dell'energia solare solo fra l'alba e il tramonto e in quest'intervallo con forte variabilità data sia dalla presenza di nuvole che per la variabilità della trasparenza atmosferica.

Ne consegue che anche l'energia utile raccolta dagli impianti solare ha la caratteristica di grande variabilità ed aleatorietà.

L'energia solare e in genere tutti gli impianti alternativi (solari ed eolici) possono essere definiti **impianti integrativi** e non **sostitutivi** degli impianti tradizionali.

Ciò significa che accanto agli impianti alternativi dobbiamo sempre avere gli impianti tradizionali che debbono far fronte al carico totale integrando l'energia mancante.

Ma non basta! Le energie alternative sono costose perché richiedono superfici di captazione attrezzate (mediante collettori solari termici e fotovoltaici o pale eoliche) e certamente non economica.

Così, ad esempio, un classico scaldacqua solare da 200 L/giorno di acqua calda a 40 °C costa, a seconda del modello e della tipologia di impianto, da 2000 a 3000 €. Questo costo di acquisto va pagato tutto e subito ed in più dobbiamo sempre avere uno scaldacqua tradizionale nei giorni di scarsa insolazione. Il risparmio varia da circa 0,2 a 0,6 €/giorno.

Il costo dell'impianto solare si ammortizza in 15- 18 anni, alle condizioni attuali di costo del denaro e dell'energia. Tuttavia il denaro lo si deve investire immediatamente.

Se immaginiamo di installare un tetto solare da 3 kWp con pannelli fotovoltaici dovremo spendere circa 20.000 € e, almeno con l'attuale legislazione sul conto energia, sperare di ammortizzare l'impianto in 12 – 15 anni.

Se vogliamo solarizzare il 20% delle abitazioni italiane ed installare anche uno scaldacqua solare non è difficile calcolare un costo di investimento di alcune centinaia di miliardi di euro! Anche se si pensa di effettuare l'investimento in dieci anni si avrebbe un drenaggio inaccettabile di risorse economiche.

2.6 LE CARTE SOLARI

Il D.Lgs. 311/06 che aggiorna il D.Lgs. 192/05 impone l'utilizzo di schermi solari esterni⁸ per ridurre il surriscaldamento ambientale. Quanto segue consente di utilizzare i diagrammi eliadiadromici per posizionare correttamente gli schermi solari esterni

2.6.1 CARTE ELIADIADROMICHE

Utilizzando le relazioni geometriche viste nei paragrafi 3.2 e 3.3 si possono costruire dei diagrammi polari (dette *carte dei percorsi solari*) nei quali si possono leggere l'azimut del sole alle diverse ore del giorno e per ciascun mese dell'anno.

Questi diagrammi sono spesso utilizzati per lo studio delle ombre e dei soleggiamenti superficiali verticali ed orizzontali. In pratica si riporta nei diagrammi polari l'altezza solare e l'azimut per alcuni giorni del mese e per data latitudine dati dalle seguenti relazioni:

$$\sin h = \sin \delta \sin \varphi + \cos \delta \cos \varphi \cos \omega$$

$$\sin \gamma = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cosh}$$

ove h è l'altezza solare⁹ (è anche $h=90^\circ-\beta$, cioè è il complementare dell'angolo formato dai raggi solari diretti con la normale alla superficie), γ è l'angolo azimutale, ω l'angolo solare, φ la latitudine del luogo e δ la declinazione solare, secondo il simbolismo già indicato nei paragrafi 3.1 e 3.2.

⁸ Se non si possono utilizzare schermi esterni occorre utilizzare vetri con almeno il 50% di attenuazione solare.

⁹ Per *Altezza Solare* si intende l'angolo che la visuale collimata al sole forma con il piano orizzontale. Esso ha valori massimi allorché il sole passa sul meridiano e valori nulli all'alba e al tramonto.

In figura seguente sono riportate tre orbite tracciate dal sole sulla sfera celeste con riferimento ad un osservatore posto alla latitudine φ in corrispondenza ai solstizi¹⁰ d'estate (ove si ha $\delta=+23.5^\circ$) e d'inverno (ove si ha $\delta = -23.5^\circ$) e agli equinozi di primavera ed autunno ($\delta=0^\circ$).

Per una determinata ora solare media si può individuare la posizione solare sulla *sfera celeste* mediante l'angolo orario ω e la declinazione δ , naturalmente per data latitudine φ dell'osservatore.

In figura seguente si ha la rappresentazione¹¹ di γ e h per la latitudine di $38^\circ 6' 44''$ corrispondente alla città di Palermo¹² per valori della declinazione solare δ pari a $\pm 23.5^\circ, \pm 20^\circ, \pm 15^\circ, \pm 10^\circ, 0^\circ$ per il solo arco diurno ($-90^\circ \leq \omega \leq 90^\circ$) con angoli solari ω variabili a passi di 15° (cioè di un'ora).

Nella rappresentazione di figura le orbite solari sono rappresentate da curve di raggio crescente al crescere di δ e di segno discorde per valori positivi o negativi dello stesso angolo di declinazione solare.

Per $\delta=0$ si ha una curva degenera in una retta. Infine sempre nella stessa figura gnomonica si ha la rappresentazione delle curve orarie per cui la posizione del sole è data da un punto della stessa curva oraria per il giorno di riferimento. Ad esempio la posizione solare alle ore 17 del 22 giugno è rappresentata dal punto K della stessa figura per il quale si leggono anche $h=26^\circ$ e $\omega=100^\circ$.

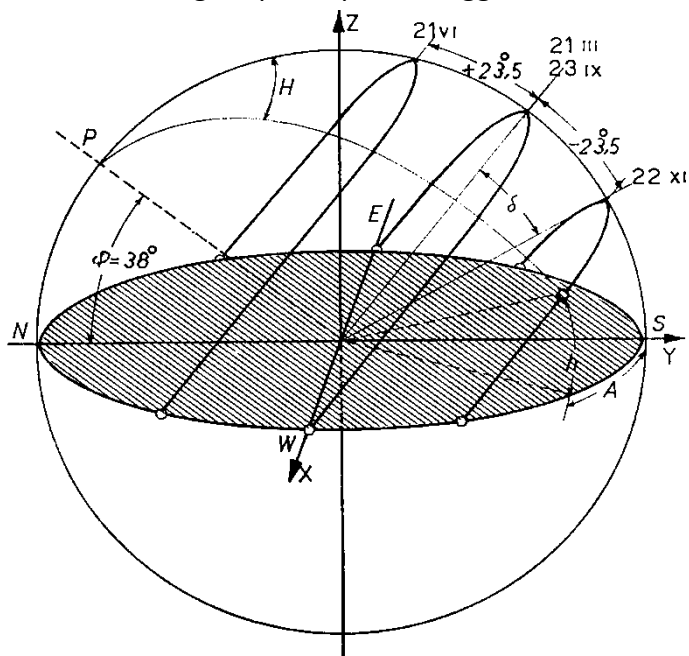


Figura 58: Percorso apparente del sole per alcuni giorni dell'anno

La figura è detta **diagramma eliodiadromico** dal greco $\epsilon\lambda\iota\omicron\sigma = \text{sole}$ e da $\delta\iota\alpha\delta\rho\omicron\mu\eta = \text{traiettoria}$. Inoltre si deve sempre tener presente che gli angoli sopra citati si riferiscono sempre alle condizioni locali vere del sito e non a quelle medie civili. Ad esempio il meridiano corrispondente al fuso orario italiano passa per il monte Etna e risulta in ritardo di $6''30'''$ rispetto al tempo medio

¹⁰ Si ricorda, *dalla Geografia Astronomica*, che nel solstizio del 21 giugno il giorno raggiunge la sua massima durata, nel solstizio d'inverno, 22 dicembre, si ha la minima durata mentre agli equinozi, 23 settembre e 21 marzo, si ha che il dì eguaglia la notte.

¹¹ Nella figura si ha una rappresentazione *gnomonica*, cioè si ha la proiezione su un piano tangente la sfera terrestre al polo da un punto collocato al centro della sfera. In questo modo i meridiani sono rappresentati da rette ed i paralleli da circonferenze di raggio crescente fino al valore infinito in corrispondenza al circolo massimo. Si hanno, tuttavia, diversi modi di rappresentare i diagrammi eliodiadromici, ad esempio utilizzando diagrammi polari o anche riferendoli a semplici coordinate piane. E' bene tenere presente che le grandezze rappresentate sono sempre l'altezza solare e l'angolo azimutale.

¹² In buona parte dei calcoli che riguardano l'applicazione della Climatologia all'Architettura si può accettare questo valore come medio per la Sicilia.

civile. Per comodità di utilizzo da parte degli Allievi si riportano alcune carte eliodiadromiche per latitudini variabili da 37° a 46 ° L.N. desunti dal sito www.idronicaline.net al quale si rimanda per altre utili informazioni.

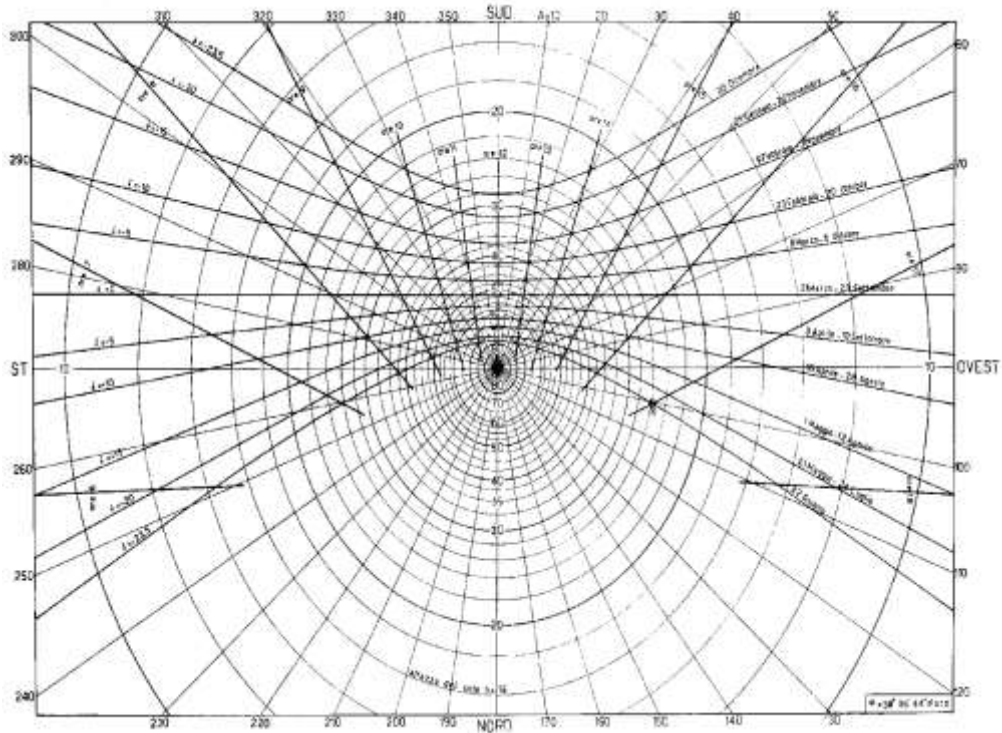


Figura 59: Diagramma eliodiadromico per latitudine di 38 °

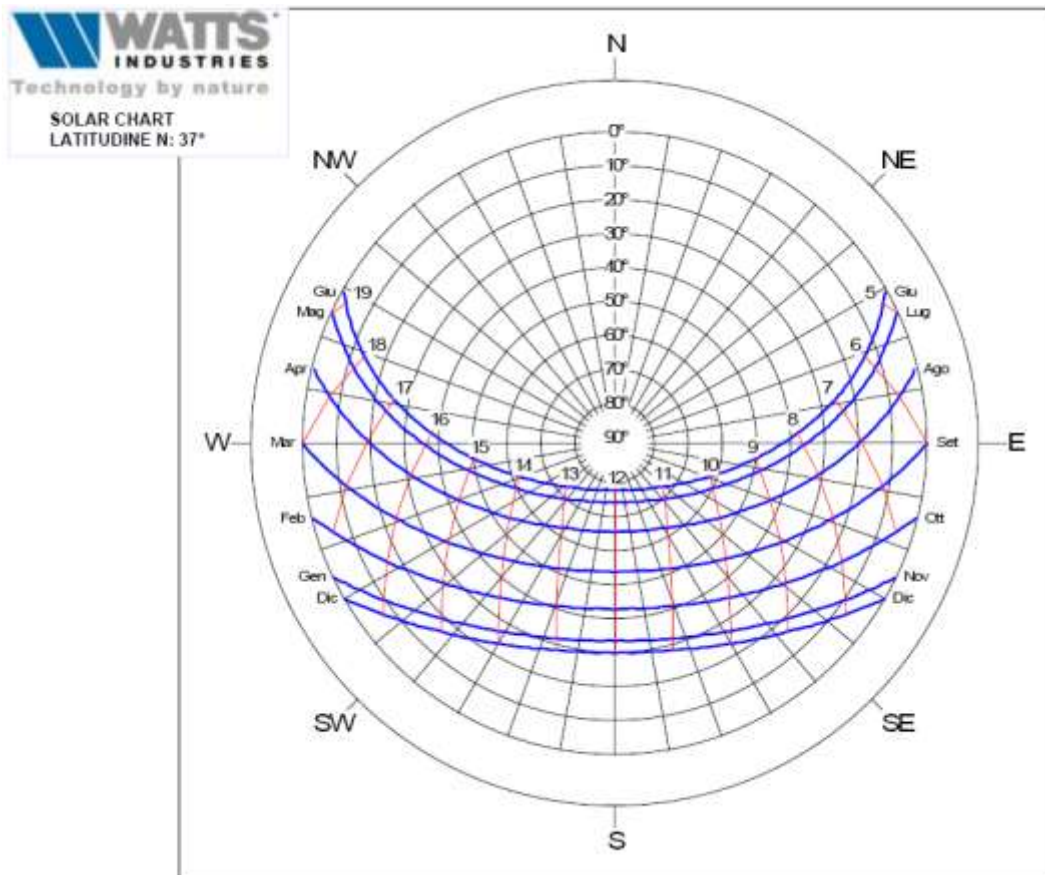


Figura 60: Diagramma solare per latitudine di 37 ° L.N. (Catania)

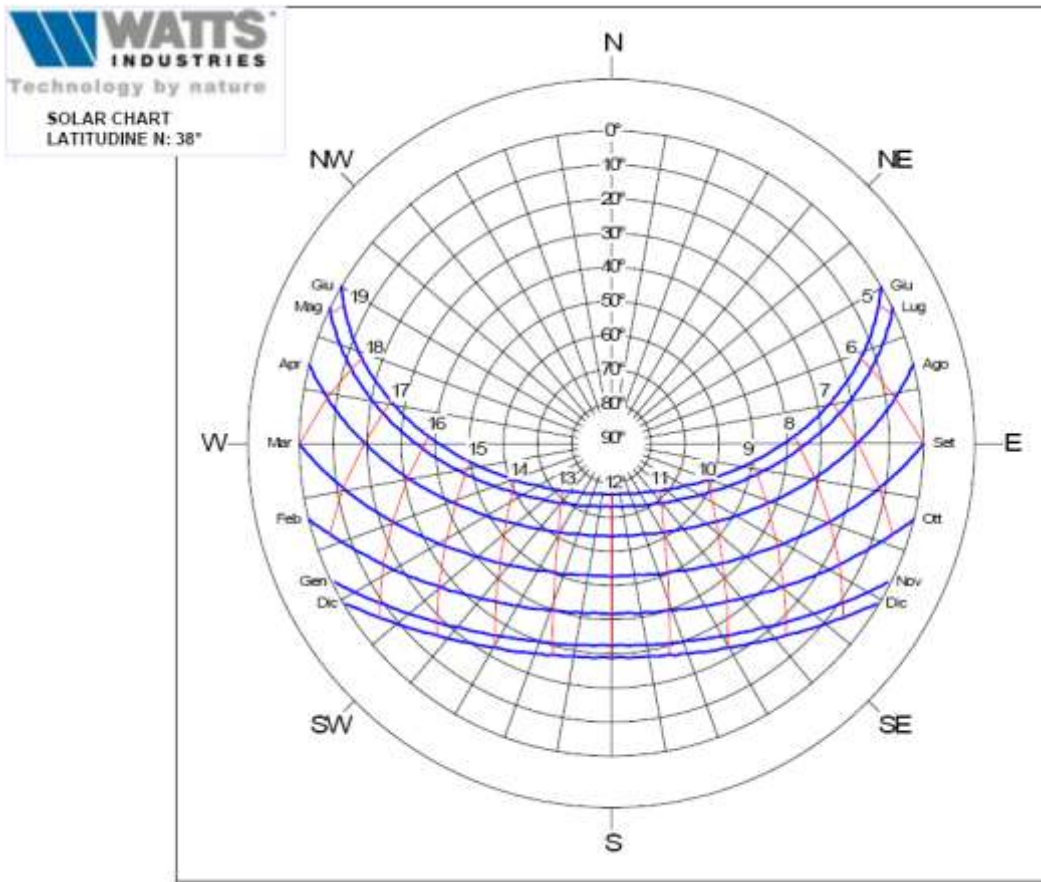


Figura 61: Diagramma solare per latitudine di 38 ° L.N. (Palermo)

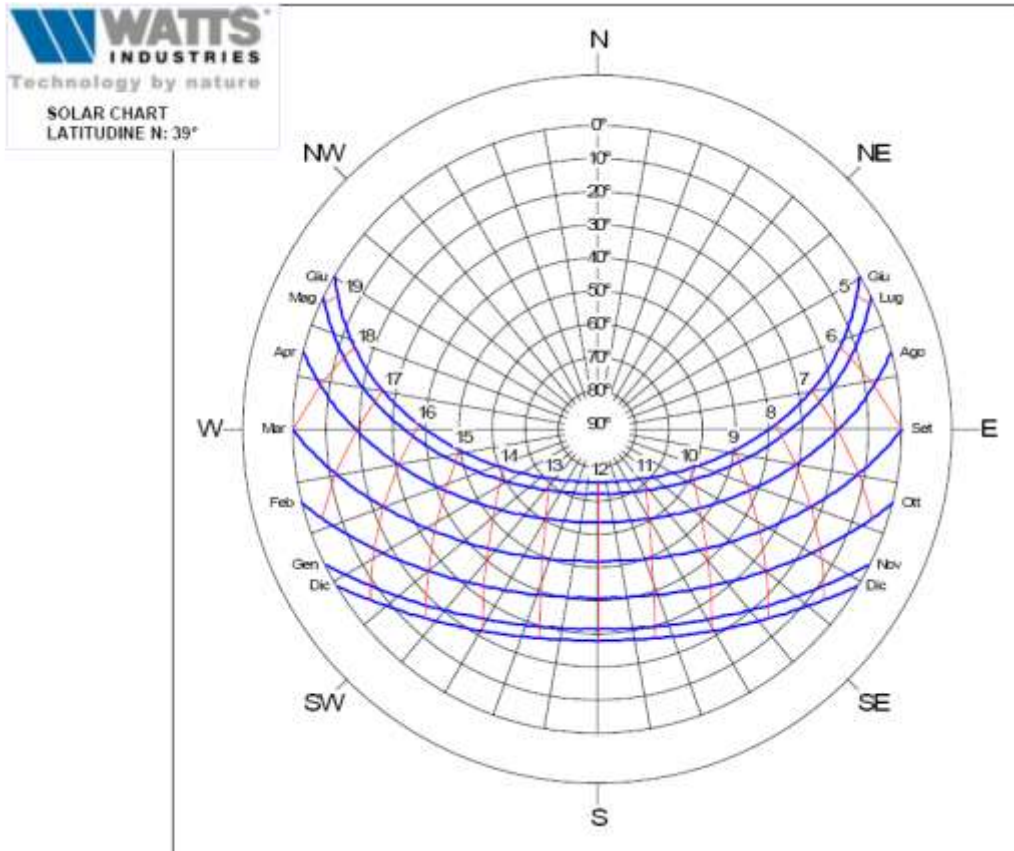


Figura 62: Diagramma solare per latitudine di 39° L.N. (Cagliari)

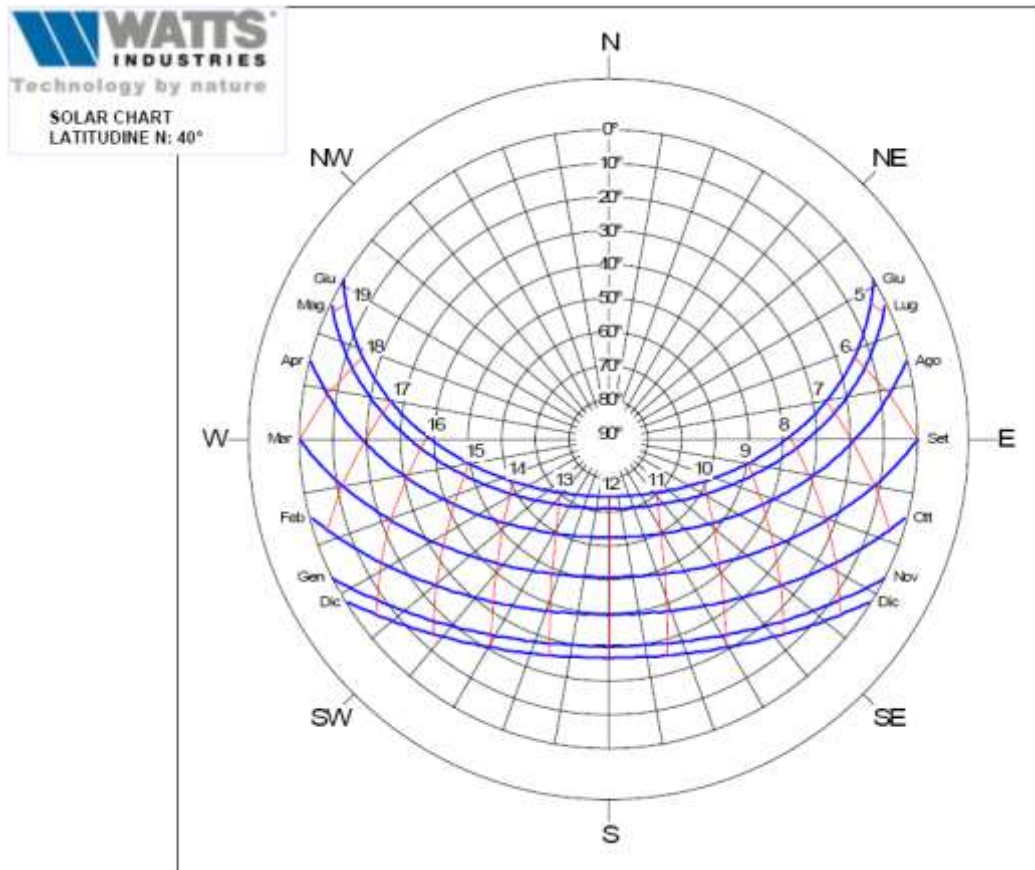


Figura 63: Diagramma solare per latitudine di 40 ° L.N. (Lecce)

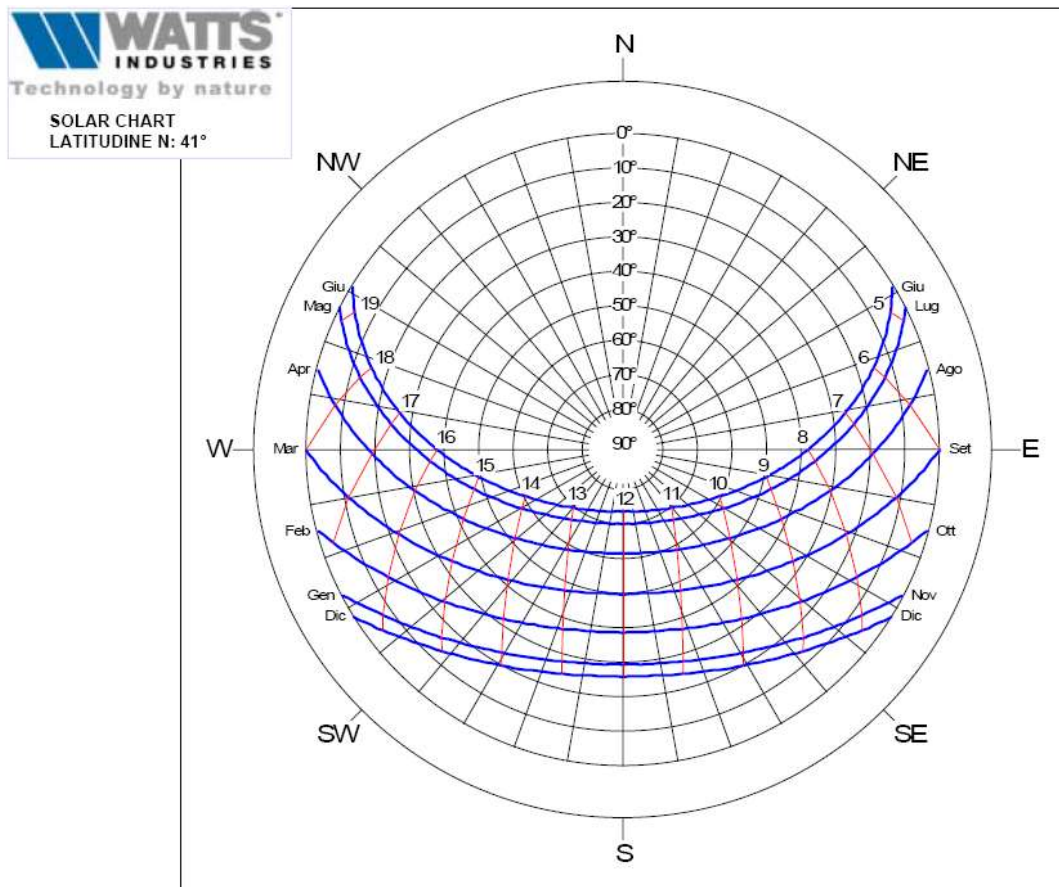


Figura 64: Diagramma solare per latitudine di 41 ° L.N. (Napoli)

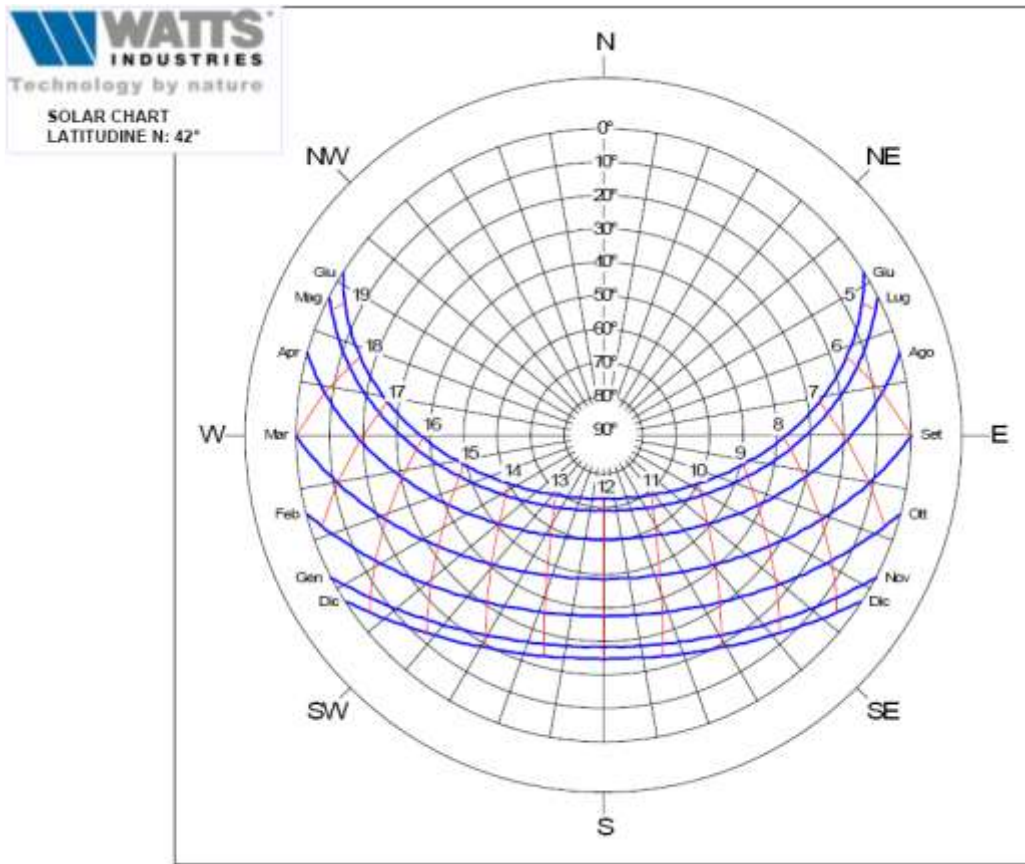


Figura 65: Diagramma solare per latitudine di 42 ° L.N. (Roma)

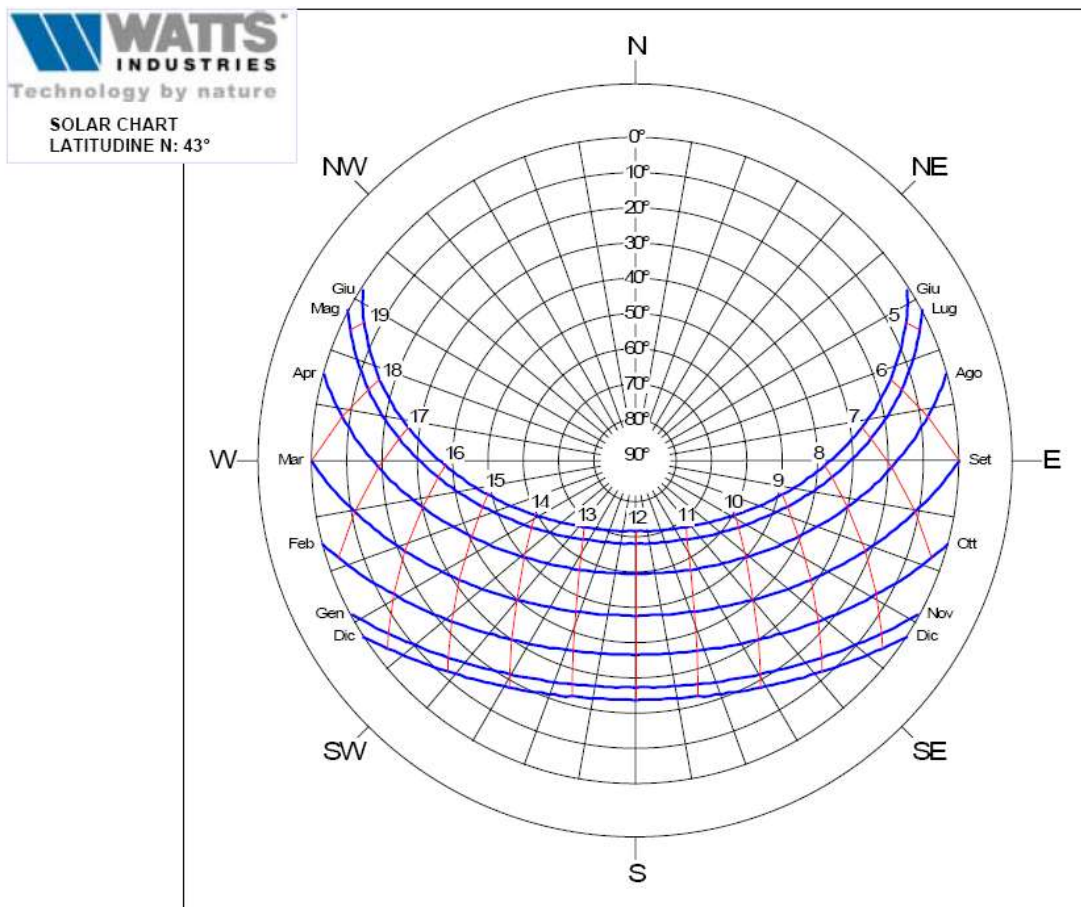


Figura 66: Diagramma solare per latitudine di 43° L.N. (Perugia)

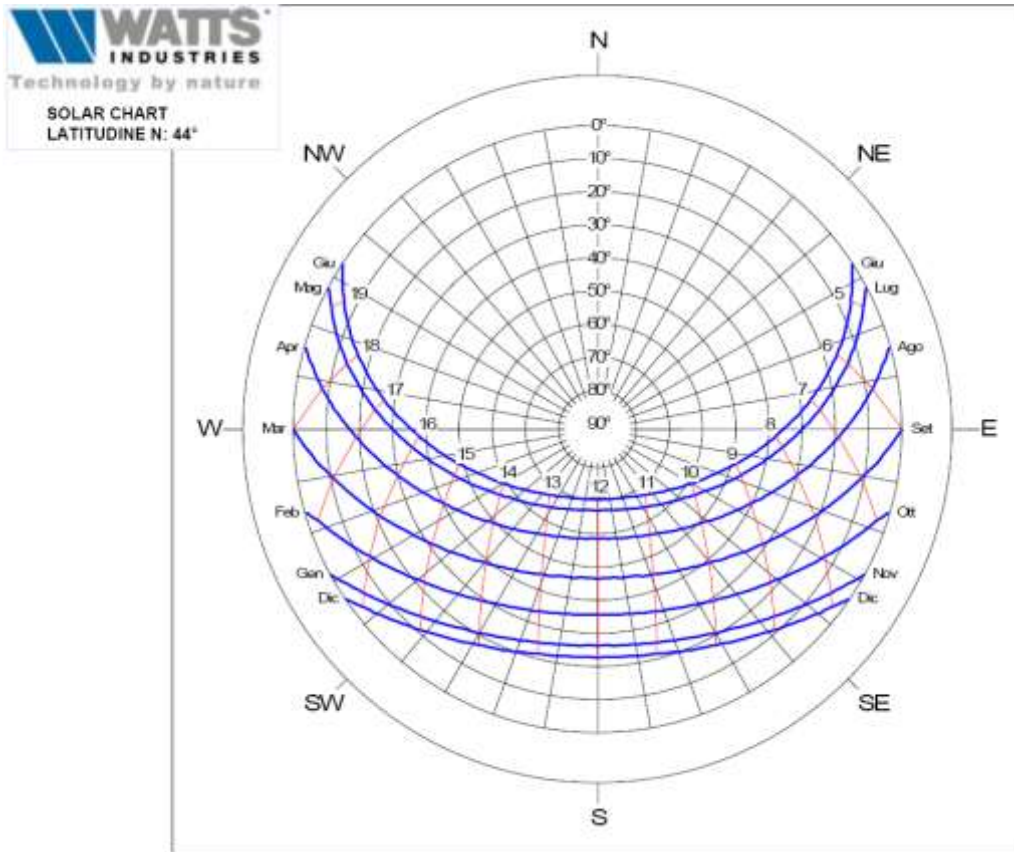


Figura 67: Diagramma solare per latitudine di 44 ° L.N. (Bologna)

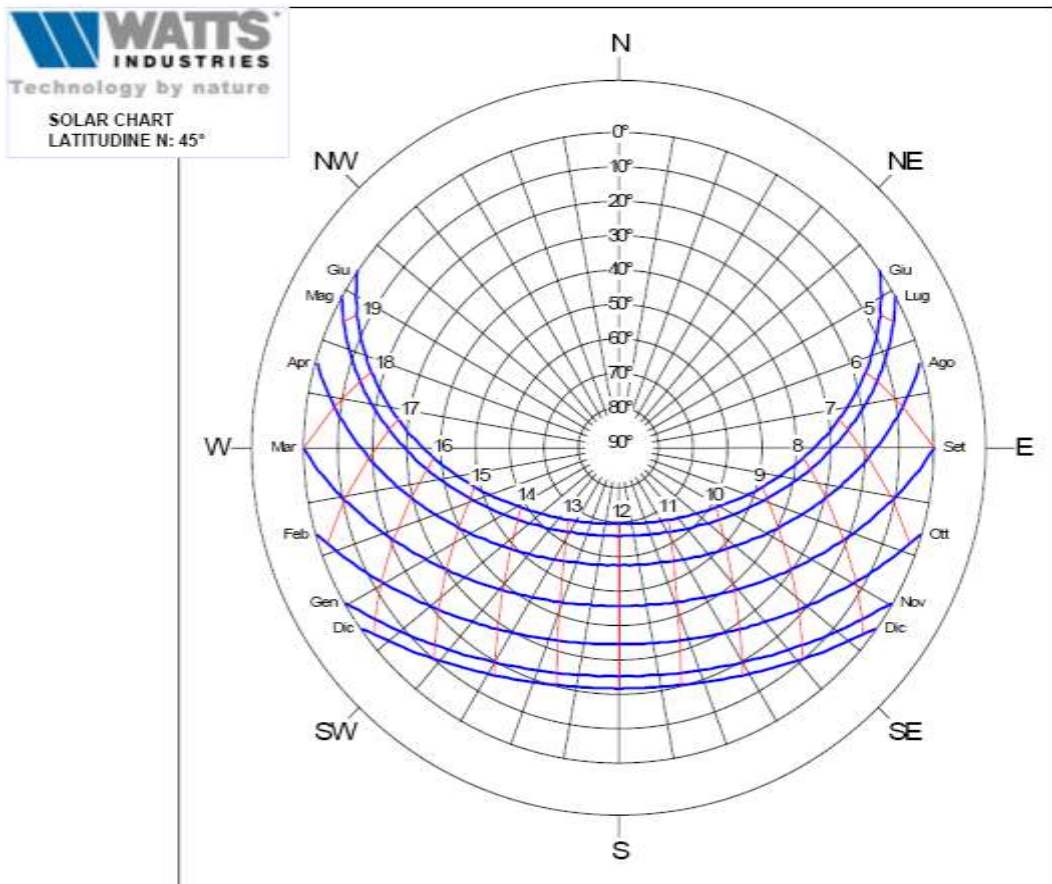


Figura 68: Diagramma solare per latitudine di 45 ° L.N. (Milano)

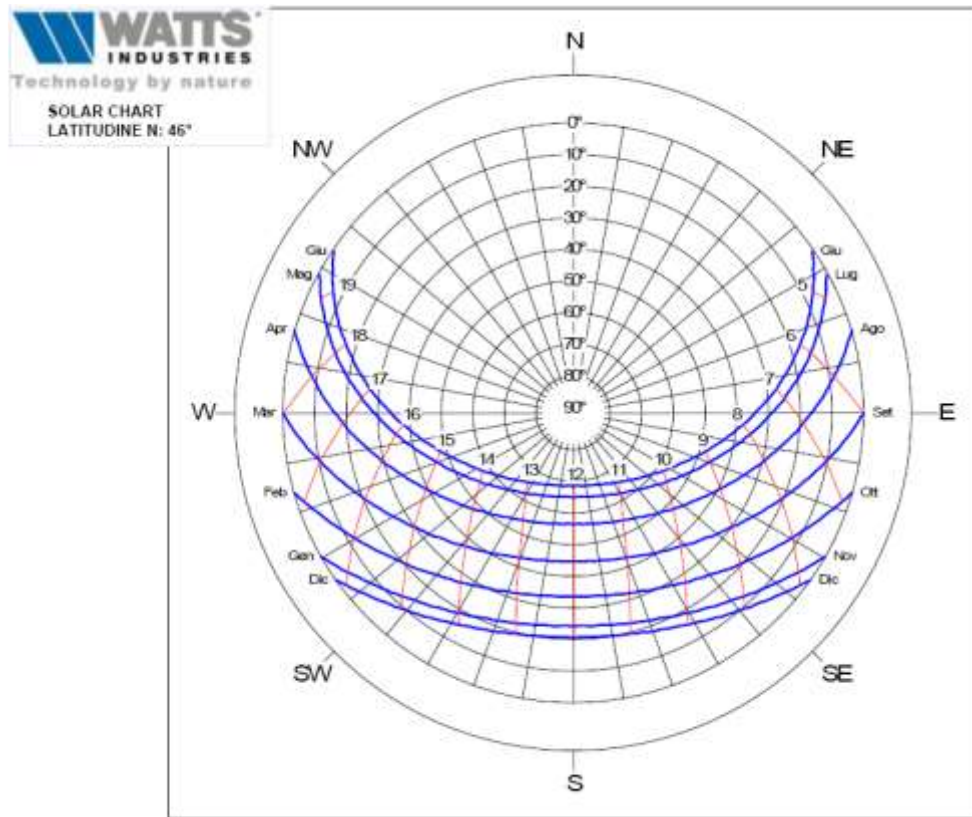


Figura 69: Diagramma solare per latitudine di 46 ° L.N. (Udine)

3. IMPIANTI SOLARI CON COLLETTORI PIANI

Al fine di ridurre il fabbisogno energetico di un edificio si può (e si deve in base al D.lgs. 311/06) utilizzare anche l'energia rinnovabile solare mediante impianti solari termici (di solito a collettori piani) e impianti a celle fotovoltaiche. Gli impianti solari attivi, distinti da quelli passivi, sono di tipo termico e di tipo fotovoltaico. Il loro interesse cresce di anno in anno ed il loro sviluppo è anche dovuto alla campagna di incentivazione fatta in varie forme. Il D.lgs. 192/05 e il successivo D.lgs. 311/06 prevedono l'utilizzo obbligatorio dell'energia solare per la produzione di almeno il 50% di acqua sanitaria e per la produzione di energia elettrica mediante pannelli fotovoltaici.

La norma UNI TS 11300 Parte 4 consente di calcolare i contributi dell'energia solare e i conseguenti risparmi economici.

In questo capitolo si discuterà della fisica di base di questi impianti, dei criteri di progetto per vari tipi di applicazione. Infine si presenterà anche l'utilizzo del *solar cooling* per il raffrescamento degli edifici. Questa tecnologia, di recente sviluppo, utilizza l'energia solare per gli impianti di raffrescamento riducendo, pertanto, i fabbisogni energetici di questi impianti.

Questo studio completa la preparazione del certificatore energetico per gli aspetti riguardanti il risparmio energetico e al miglioramento delle performance energetiche degli edifici.

3.1 IMPIANTI SOLARI TERMICI

Il collettore solare è un dispositivo capace di convertire la radiazione solare in energia termica.

In esso si sfrutta il cosiddetto *effetto serra*: la radiazione solare (di bassa lunghezza d'onda $\lambda < 3 \mu\text{m}$) passa attraverso il vetro (vedi curve del fattore di trasmissione in Figura 70) mentre la radiazione termica emessa dalla piastra captatrice (di alta lunghezza d'onda cioè con $\lambda > 3 \mu\text{m}$) resta bloccata dalla lastra vetrata.

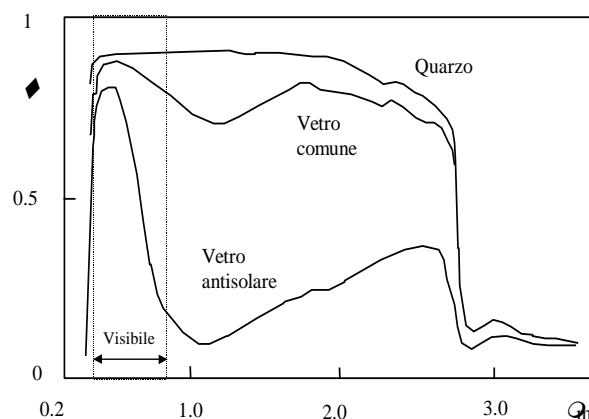


Figura 70: Fattore di trasmissione di alcuni tipi di vetro

Possono essere di diverse tipologie: piani, parabolici, a vetri, a tubi di calore, ..., ma qui prenderemo in esame solamente i *collettori solari piani*.

3.2 ANALISI DEL FUNZIONAMENTO

Consideriamo il collettore indicato in sezione in Figura 71: esso è formato essenzialmente da un contenitore (detto *carter*) nel quale sono inseriti una piastra captatrice solitamente in materiale metallico annerito (lamiera di acciaio o di rame o di alluminio), da una o più lastre di vetro poste al di sopra della piastra captatrice ad una distanza variabile fra 1 e 2 cm e infine dal coibente posto fra *carter* e piastra captatrice.

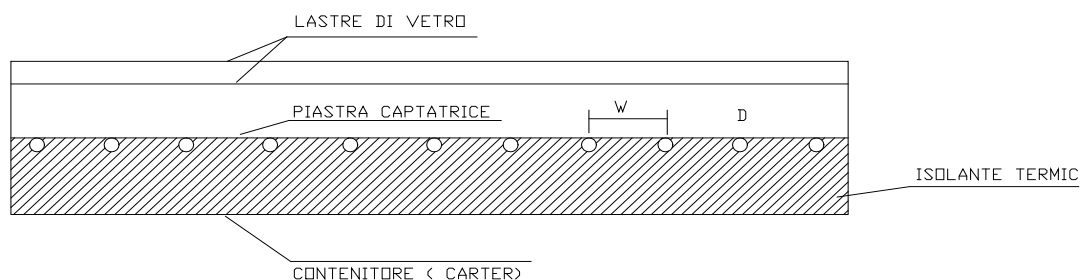


Figura 71: Schema di un collettore solare piano

Chiameremo *energia utile* quella che può essere trasportata all'esterno del collettore sotto forma di energia termica. In funzionamento statico (cioè senza acqua di circolazione nei tubi) l'energia solare intrappolata per effetto serra serve a riscaldare gli elementi del collettore (*piastra, vetro, carter*) fino ad una temperatura di equilibrio (escludiamo qui le condizioni transitorie per la complessità delle problematiche che ne derivano) tale che renda le perdite di calore (per convezione ed irraggiamento) verso l'esterno pari all'energia solare guadagnata.

In pratica vale l'equazione di equilibrio:

$$\underbrace{H_T A_c (\alpha\tau)_e}_{\text{Energia solare assorbita}} = \underbrace{Q_{\text{convezione}} + Q_{\text{irraggiamento}}}_{\text{Energia termica perduta}} \quad [24]$$

In questa equazione si è indicato con H_T l'irraggiamento solare, con $(\alpha\tau)_e$ il prodotto effettivo fra fattore di assorbimento α della piastra e della trasmittività del vetro τ .

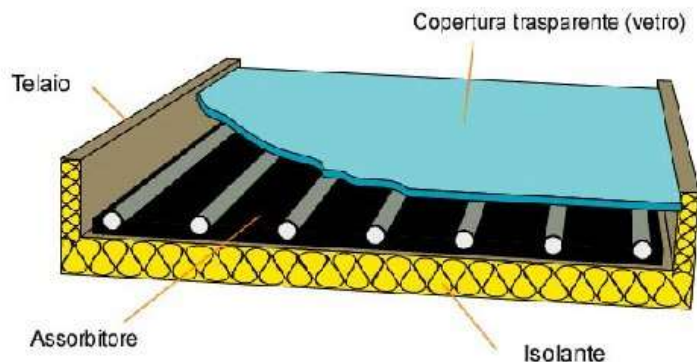


Figura 72: Spaccato di un collettore solare piano

Dalla Figura 73 si osserva che la radiazione solare che attraversa la lastra di vetro di copertura subisce una serie di riflessioni dal vetro e assorbimenti nella piastra captatrice. Il risultato di questo meccanismo è che il fattore $(\tau\alpha)$ è dato dalla sommatoria:

$$(\tau\alpha)_e = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho]^n = \frac{\tau\alpha}{1-(1-\alpha)\rho} \quad [25]$$

ove:

- α *fattore di assorbimento della piastra captatrice;*
- τ *fattore di trasmissione del vetro di copertura;*
- ρ *fattore di riflessione del vetro di copertura.*

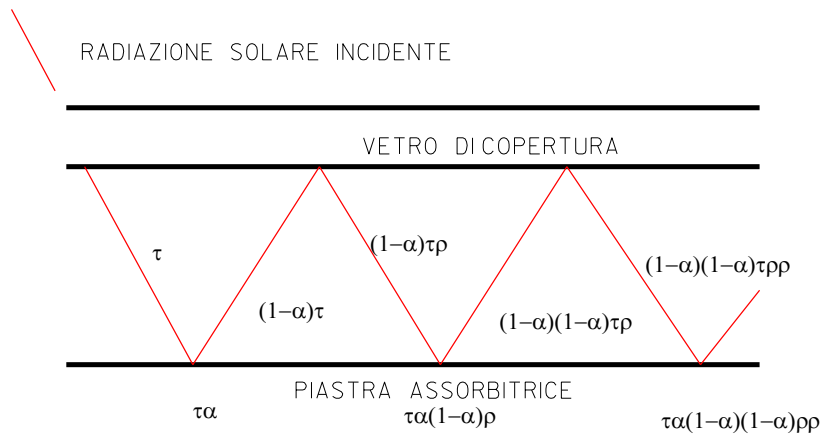


Figura 73: Percorso delle radiazioni solari fra vetro e piastra

La relazione [24] tiene conto, tramite $(\alpha\tau)_e$, anche delle infinite riflessioni ed assorbimenti residui della radiazione solare fra piastra di captazione e vetro di copertura. A_c è l'area della superficie del collettore. Le perdite a secondo membro possono essere espresse nei modi consueti della Trasmissione del Calore e cioè, per la convezione fra vetro ed aria esterna:

$$Q_{convettivo} = h_v A_v (t_v - t_e) \quad [26]$$

con h_v coefficiente di convezione fra vetro ed aria esterna.

Per l'irraggiamento fra vetro e aria esterna:

$$Q_{irraggiamento} = \varepsilon\sigma_0 F_{12} A_v (T_v^4 - T_e^4) \quad [27]$$

ove F_{12} è il *fattore di vista* fra la superficie della piastra vetrata e l'ambiente esterno¹³, ε l'emissività del vetro, σ_0 la costante di Stefan Boltzmann, A_v l'area della superficie vetrata, T_v e T_e le temperature assolute del vetro e dell'aria esterna.

Si fa osservare che il bilancio energetico sopra detto è riferito solo alla piastra vetrata perché, in equilibrio termico, il flusso uscente dalla piastra captatrice verso quella vetrata deve eguagliare quello che dalla piastra vetrata va verso l'aria esterna.

Ben più complesse sono le equazioni di bilancio termico per la piastra captatrice perché la distribuzione di temperatura in essa *non è uniforme* ma variabile fra un massimo al centro delle strisce ove non sono presenti i tubi ed un minimo al centro delle strisce ove sono presenti i tubi. Questa disuniformità è più elevata quando si ha circolazione di acqua.

Data la brevità del presente capitolo si rimanda ai testi specializzati l'approfondimento di queste tematiche.

¹³ Per il calcolo della radiazione solare media giornaliera su una superficie inclinata di un angolo β rispetto all'orizzontale si può assumere F_{12} pari al fattore di vista per radiazione solare diretta, cioè $F_{12} = \frac{(1 + \cos \beta)}{2}$.

Se si fa circolare l'acqua all'interno, vedi ad esempio il circuito di Figura 82, allora il bilancio indicato nella [24] cambia perché occorre tenere conto anche del calore trasportato dal flusso di acqua di refrigerazione. In pratica l'acqua che circola all'interno dei tubi porta via una quantità di energia termica pari a:

$$Q_u = \dot{m}c_a (t_{fu} - t_{fi}) \quad [28]$$

ove, con il solito simbolismo, si indicano con:

- \dot{m} la portata di acqua, kg/s;
- c_a calore specifico dell'acqua, 4186 J/kg/K;
- t_{fu} temperatura dell'acqua in uscita dal collettore, °C;
- t_{fi} temperatura dell'acqua in ingresso dal collettore, °C;

Pertanto l'equazione di bilancio energetico del sistema collettore piano viene ora modificata nella forma:

$$\underbrace{H_T A_c (\alpha\tau)_e}_{\text{Energia solare assorbita}} = \underbrace{Q_{\text{convezione}} + Q_{\text{irraggiamento}}}_{\text{Energia termica perduta}} + \underbrace{\dot{m}c_a (t_{fu} - t_{fi})}_{\text{Energia Utile } Q_u} \quad [29]$$

Di solito si suole esprimere questo bilancio in funzione di grandezze di facile accesso nella pratica impiantistica. Ad esempio le perdite radiative e convettive sono espresse in funzione della differenza di temperatura fra il fluido in ingresso, di solito nota da considerazioni impiantistiche (*di solito è la temperatura del serbatoio di accumulo o la temperatura di ritorno di uno scambiatore di calore di un dispositivo di utilizzazione dell'energia*), e la temperatura dell'aria esterna (*di solito nota per ogni sito di applicazione*).

3.2.1 RELAZIONE DI HOTTEL WHILLIER BLISS

Tutto ciò, unitamente alla disuniforme distribuzione della temperatura sia trasversalmente al flusso di acqua che longitudinalmente lungo il flusso di acqua, porta a definire il bilancio indicato nella [29] in una forma convenzionale oggi universalmente accettata nell'impiantistica solare.

In particolare si esplicita il flusso di energia netta convertita da un collettore solare piano che è data dalla relazione di *Hottel-Bliss-Whillier*:

$$Q_u = F_R A_c \left[H_T (\alpha\tau)_e - U_L (T_{f,i} - T_e) \right] \quad [30]$$

ove si ha il seguente simbolismo:

- A_c Area netta di raccolta del collettore solare, [m²];
- F_R detto fattore di rimozione termica del collettore che tiene conto della disuniformità longitudinale della temperatura per effetto del flusso del refrigerante ed è definito dalla

relazione $F_R = \frac{\text{Raccolta reale di energia utile}}{\text{Raccolta di energia utile con } T_{fi} = T_{fu}}$ ossia, in termini analitici:

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L} \left[1 - e^{-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m}C_p}} \right]. \text{ Valori correnti di } F_R \text{ variano nell'intervallo } 0.8 \div 0.85 \text{ con le ipotesi}$$

di portata di massa nel collettore di 50÷60 kg/(h·m²) e con tipologia di saldatura dei tubi alla piastra sufficientemente efficiente (in particolare la conduttanza C_B deve essere sufficientemente elevata in modo da non incrementare il coefficiente globale di perdita del collettore. Semplificando la precedente relazione mediante sviluppo in serie al secondo termine, si può scrivere una espressione semplificata del fattore di rimozione termica F_R molto utile nelle applicazioni perché prescinde dal calcolo di F' (fattore di efficienza):

$$F_R = \frac{1}{\left(1 + 0.5 \frac{U_L A_c}{\dot{M} c_p}\right)} \text{ con } \dot{M} \text{ portata totale del circuito e con il solito simbolismo degli}$$

altri termini. Se ci si riferisce alla portata specifica per unità di superficie di piastra assorbitrice si può ancora scrivere la relazione in forma semplificata:

$$F_R = \frac{1}{\left(1 + 0.5 \frac{U_L}{\dot{m} c_p}\right)};$$

- F' detto fattore di efficienza del collettore tiene conto delle disuniformità di distribuzione orizzontale della temperatura ed è definito dalla relazione:

$$F' = \frac{U_L}{W} \left[\frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]$$

ove D è il diametro dei tubi, W è la larghezza della striscia elementare di raccolta dell'energia solare (distanza fra due diametri consecutivi), C_b la conduttanza della saldatura fra tubo e piastra, D_i il diametro interno del tubo, h_{fi} il coefficiente di convezione termica del fluido di raffreddamento all'interno dei tubi, U_L il coefficiente globale di perdita fra piastra e aria dato dalla relazione di Klein:

$$U_L = \left\{ \frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[\frac{(T_{pm} - T_a)^e}{N + f} \right]} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma (T_{pm} + T_a) (T_{pm}^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_p + 0.00591 \cdot N h_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133 \varepsilon_p}{\varepsilon_g}} \quad [31]$$

ove si ha:

- N numero di lastre di vetro;
- $f = (1 + 0.089 h_w - 0.1166 h_w \varepsilon_p) (1 + 0.07866 N)$
- $C = 520 \cdot (1 - 0.000051 \beta^2)$ per $0^\circ < \beta < 70^\circ$, per $\beta > 70^\circ$ usare $\beta = 70^\circ$
- $E = 0.430 \cdot \left(1 - \frac{100}{T_{pm}}\right)$
- β = inclinazione del collettore solare (in gradi)
- ε_g emissività del vetro (=0.88 per vetro normale)
- ε_p emissività della piastra di assorbimento
- T_a temperatura assoluta dell'aria ambiente, K
- T_{pm} temperatura media assoluta della piastra assorbente, K
- h_w coefficiente di convezione vetro-aria, W/m^2K
- H_T è la radiazione solare incidente sulla piastra captatrice, W/m^2
- $(\alpha\tau)_e$ prodotto del fattore di assorbimento medio effettivo e del fattore di trasmissione medio della piastra captatrice;
- T_{fi} temperatura del fluido in ingresso nel collettore solare, °C
- T_e temperatura dell'aria ambiente, °C

I tre parametri F_R , $(\alpha\tau)$ e U_L sono fondamentali per la scelta e il funzionamento dei collettori solari piani. Nelle seguenti tabelle si hanno alcuni valori per le tipologie più ricorrenti.

Per $(\alpha\tau)_e$ la tabella seguente vale per angoli di incidenza compresi fra 0° e 60° e per fattore di estinzione dei raggi solari nel vetro pari a $K_L = 0.0524$.

NUMERO DI LASTRE VETRATE				
N	1	2	3	4
$(\alpha\tau)$	0.86	0.73	0.65	0.55

Figura 74: Fattore di assorbimento al variare di numero di lastre

Per il coefficiente globale di scambio termico U_L vale la seguente tabella riassuntiva valida per $T_p=60^\circ\text{C}$ e velocità del vento di 5 m/s.

Tipo di collettore	TIPO DI VETRO		
	SINGOLO	DOPPIO	TRIPLO
Dipinto di nero ($\varepsilon_p=0.95$)	6.5	3.6	2.4
Dipinto con vernice selettiva ($\varepsilon_p=0.1$)	3.5	2.4	1.7

Figura 75: Coefficienti globali di perdita al variare del numero di vetri

In particolare si hanno percentuali di raccolta (meglio definite come rendimenti di raccolta) maggiori, apri condizioni esterne di temperatura dell'aria T_a e di velocità del vento, quanto più è maggiore la radiazione solare, H_T , e quanto più è bassa la temperatura di ingresso del fluido nel collettore, T_{fi} .

Nella Figura 81 sono riportate alcune tipologie di saldature e di attacco delle tubazioni alla piastra captatrice. Se la tipologia di attacco dei tubi alla piastra captatrice non è buona, allora le conseguenze sul *fattore di rimozione termica* sono pesanti e il suo valore scende vistosamente.

E' bene osservare che i collettori solari possono essere anche di tipo diverso da quelli sopra descritti (collettori piani), per esempio si possono avere:

- collettori a tubo sotto vuoto;
- collettori a heat pipe;
- collettori parabolici debolmente concentrante;
- collettori concentranti tipo Fresnel.

Data la natura del presente capitolo si vuole qui presentare la problematica dell'utilizzo dell'energia solare per usi termici, prevalentemente per produzione di acqua calda sanitaria.

Si rimanda il lettore ai testi specializzati di impianti per l'approfondimento di questi argomenti.

3.2.2 EFFICIENZA DI RACCOLTA DELL'ENERGIA SOLARE

L'*efficienza media giornaliera* di un collettore solare attivo è definita dal rapporto fra l'energia utile totale raccolta, vedi la [30] e l'energia totale incidente sul collettore:

$$\eta_{md} = \frac{\sum_{ore_utili} [Q_u = A_c F_R [(\alpha\tau)_e H_T - U_L (T_{fi} - T_a)]]}{\sum_{ore_utili} A_c H_T} \quad [32]$$

La precedente relazione si può scrivere, con riferimento ai valori istantanei, nella forma lineare:

$$\eta = F_R \left[(\alpha\tau)_e - U_L \frac{T_{fi} - T_a}{H_T} \right] \quad [33]$$

Pertanto l'efficienza di un collettore piano si può diagrammare come una retta, vedi Figura 76, e l'ordinata all'origine vale $(\alpha\tau)F_R$ mentre l'ascissa di intersezione con l'asse $\Delta T/l$ vale $F_R U_L$.

Queste considerazioni suggeriscono le modalità operative per calcolare sperimentalmente i parametri caratteristici dei collettori solari ($\alpha\tau$) e U_L noto il valore di F_R .

Nel valutare l'efficienza suddetta occorre tenere presente che il numeratore deve essere positivo (cioè si deve avere raccolta utile di energia solare) in caso contrario si avrebbe un raffreddamento dell'acqua all'interno del serbatoio di accumulo.

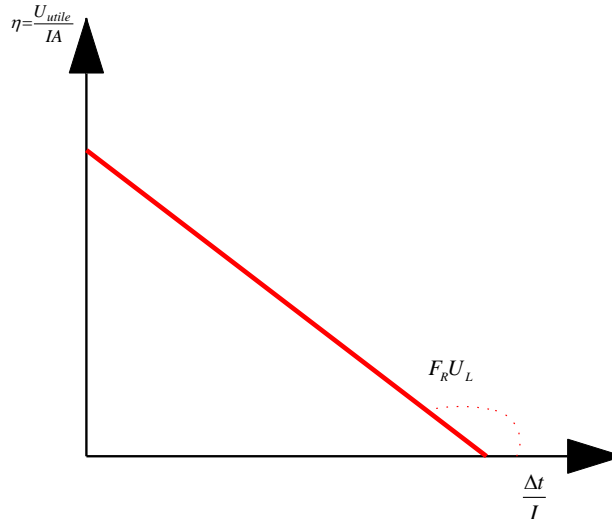


Figura 76: Retta di efficienza per un collettore solare piano

Di solito questa inversione di flusso si evita ponendo una centralina elettronica che confronta le temperature di uscita del collettore con quella di ingresso e blocca la circolazione se questo confronto risulta negativo.

In termini analitici la [32] ci dice che $Q_u > 0$ quando:

$$(\alpha\tau)_e H_T - U_L (T_{fi} - T_a) > 0$$

ovvero quando l'irraggiamento risulta:

$$H_T > \frac{U_L (T_{fi} - T_a)}{(\alpha\tau)_e}$$

Il periodo non utile di irraggiamento solare (*cut-off*) dipende, quindi, non solamente dalle caratteristiche del collettore solare, cioè da $(\alpha\tau)_e$ e da U_L , ma anche dalla differenza di temperatura del fluido in ingresso con quella dell'ambiente esterno.

Pertanto il periodo di raccolta utile è tanto maggiore quanto più bassa è la temperatura di utilizzo dell'energia solare poiché la temperatura del fluido in ingresso nella piastra è quasi coincidente con quella uscente dall'accumulo termico. I valori usuali per i nostri climi e condizioni meteorologiche sono compresi fra il 10÷25% nel periodo invernale e 25÷45% nel periodo estivo.

I valori inferiori dei rendimenti si hanno con temperature di uscita più elevate del fluido di refrigerazione mentre i rendimenti maggiori si hanno con temperature del fluido inferiori.

In Figura 77 si ha un esempio di *cut-off* per un collettore piano avente $U_L = 6 \text{ W/m}^2\text{K}$, $(\alpha\tau)_e = 0.87$, temperatura di ingresso del fluido di $80 \text{ }^\circ\text{C}$ (ad esempio per un impianto di condizionamento con macchina ad assorbimento con temperatura del generatore di $75 \text{ }^\circ\text{C}$) per latitudine di 37.2° con inclinazione della superficie di captazione di 25° e condizioni esterne climatiche corrispondenti a 10 luglio.

Si osservi come si abbia raccolta di energia utile da circa le ore 7 alle ore 17 mentre la radiazione solare è presente dall'alba, circa le 5, alle ore 19. In pratica il *cut-off* è di circa il 50%. L'efficienza teorica di raccolta in questo caso vale 27,7%.

Nelle stesse ipotesi di funzionamento ma con temperatura del fluido in ingresso di 40 °C si ha la situazione di Figura 78 ove il cut-off si è ridotto notevolmente e l'efficienza teorica di raccolta è salita al 67,7%.

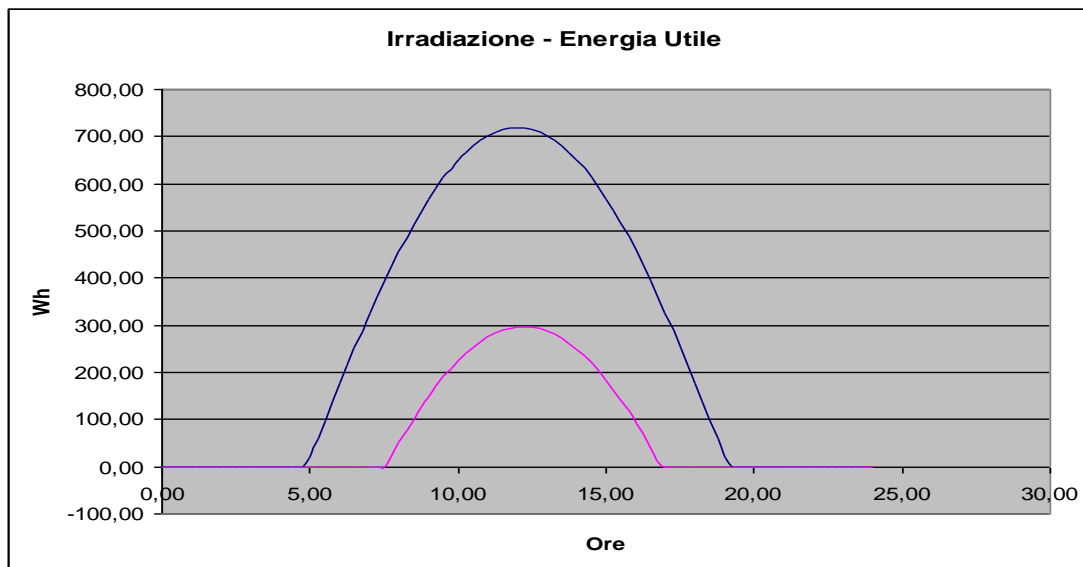


Figura 77: Esempio di cut-off con utilizzatore ad alta temperatura

Il circuito si suppone aperto, nel senso che l'acqua di ingresso è sempre alla stessa temperatura, indipendentemente dalle funzioni dell'accumulo termico. I valori dell'efficienza reale sono di solito inferiori a quelli calcolati per effetto delle variazioni climatiche esterne (velocità del vento, sopra supposta < 6 m/s, torbidità dell'atmosfera, sopra supposta pari alla media estiva per Catania), all'influenza della variazione della temperatura del fluido in ingresso ai collettori per effetto della variazione della temperatura del serbatoi di accumulo in funzione del carico termico ad esso collegato.

Inoltre si è considerata l'energia solare come tutta diretta trascurando la radiazione diffusa che nella realtà è circa il 20% della totale e fornisce un suo contributo quando la radiazione solare diretta manca (ad esempio per la presenza delle nuvole). Non è considerato, inoltre, l'effetto di riflessione totale della radiazione solare diretta quando l'angolo di incidenza sulla piastra vetrata supera l'angolo limite (legge di Snell). Le variazioni possono anche essere significative (oltre il 50%) soprattutto nel periodo invernale.

Abbassando ulteriormente la temperatura del fluido a 30 °C, ad esempio per un utilizzo dell'energia solare a bassa temperatura per la produzione di acqua calda per le docce di un campeggio, si ha la situazione di Figura 79 con un'efficienza teorica di raccolta del 78,4 % e quindi molto elevata. Se il circuito si suppone chiuso e quindi si ha l'effetto della presenza dell'accumulatore sulla temperatura di ritorno del fluido, allora le cose cambiano un po', come si può osservare dalla seguente figura nella quale si suppone che la temperatura di alimentazione dell'acqua del serbatoio sia di 30 °C, che l'acqua accumulata sia inizialmente alla temperatura di 25 °C.

La pompa di circolazione dall'accumulo termico al carico si suppone spenta nel momento in cui manca l'apporto di energia solare. In pratica per raccogliere più energia solare è bene farlo alla temperatura più bassa che l'applicazione consente.

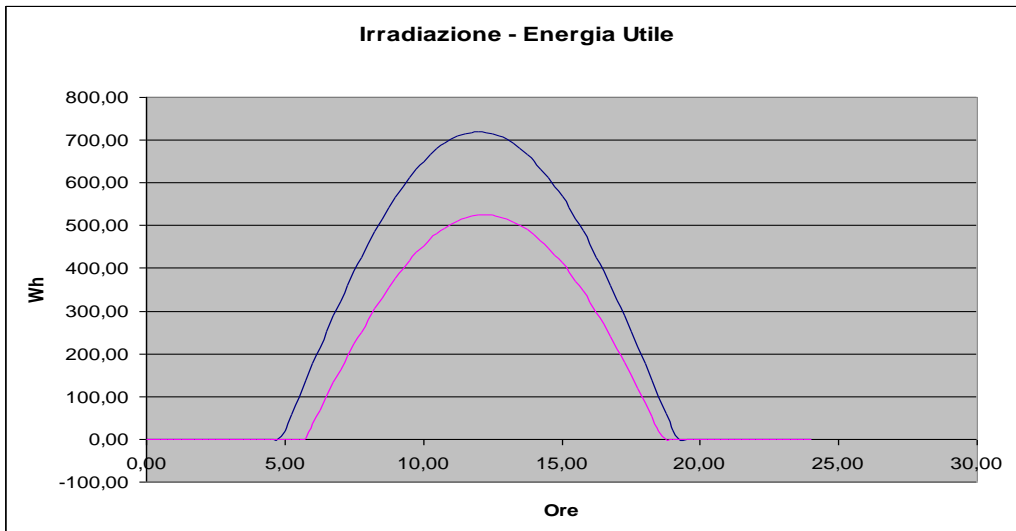


Figura 78: Esempio di cut-off con utilizzatore a bassa temperatura

Per quanto detto sono molto convenienti le applicazioni di energia solare per produzione di acqua calda sanitaria a bassa temperatura (35 ÷ 50 °C) rispetto alle applicazioni di processo a temperatura elevata (ad esempio per il riscaldamento e/o il condizionamento estivo degli ambienti).

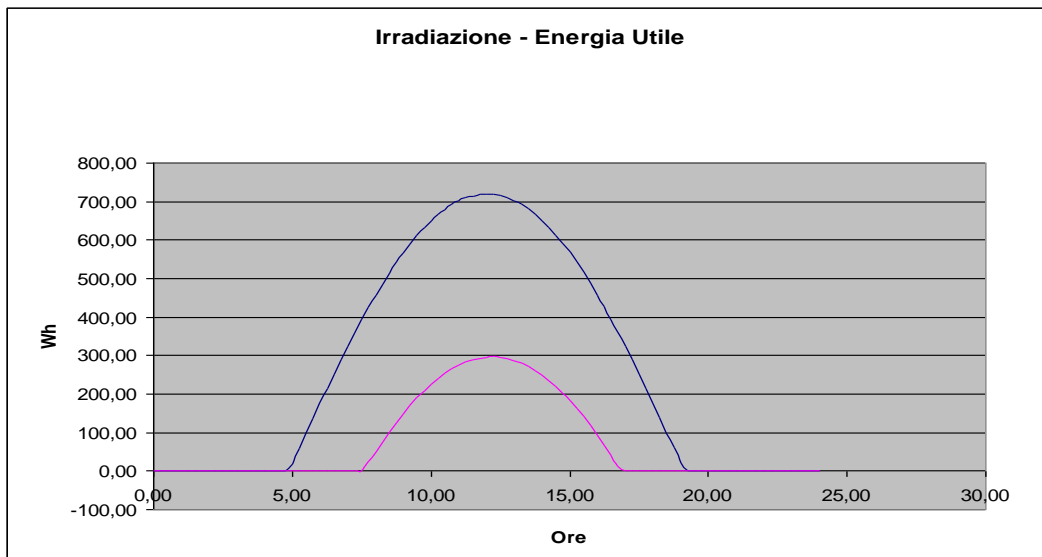


Figura 79: Esempio di cut-off con utilizzatore a bassa temperatura per docce

Va ancora tenuto conto che l’energia solare è soggetta ad andamento statistico per effetto della nuvolosità non prevedibile e pertanto assieme all’impianto solare è sempre opportuno avere anche un generatore tradizionale (caldaia a gas o a gasolio) che integra il contributo dovuto all’energia solare quando questa non è sufficiente.

Ciò comporta, si intuisce, una maggiore spesa di impianto che innalza il periodo di ammortamento e di *pay-back*¹⁴ rendendo l’uso dell’energia solare ancora poco conveniente rispetto all’energia tradizionale a basso prezzo.

¹⁴ Si definisce *pay-back* il tempo necessario a recuperare il capitale investito tenendo conto della svalutazione del denaro nel tempo (*costo attualizzato del denaro*).

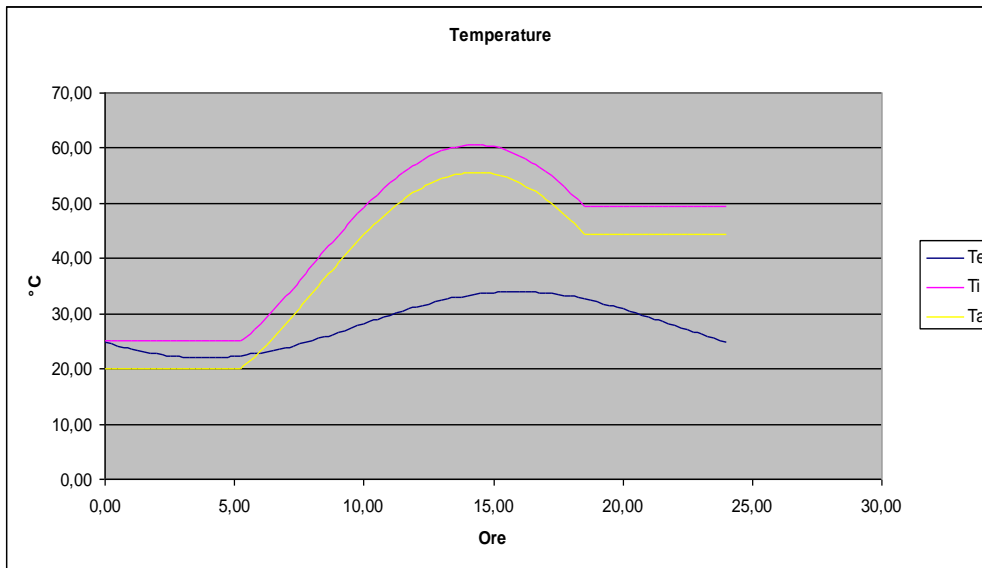


Figura 80: Andamento delle temperature per circuito aperto

L'argomento qui svolto è piuttosto complesso e non si ritiene di doverlo approfondire ulteriormente, date le finalità di questo capitolo, Si rimanda ai manuali di impianti per ulteriori approfondimenti.

3.2.3 ESEMPI APPLICATIVI

Calcolo di $(\alpha\tau)_e$

Si abbia un vetro di copertura di un collettore solare piano avente fattore di trasmissione $\tau=0,57$ per un angolo di incidenza di 55° ed un fattore di diffusione di $0,29$. La piastra assorbitrice abbia un fattore di assorbimento $\alpha=0,94$. Calcolare il fattore $(\alpha\tau)_e$.

Applicando la relazione [25] si ottiene:

$$(\alpha\tau)_e = \frac{0,94 \times 0,57}{1 - (1 - 0,94) \times 0,29} = 0,55$$

Come si vede il prodotto semplice $\alpha\tau$ è pari a $0,538$ mentre quello effettivo è $0,55$ grazie alle riflessioni multiple che avvengono fra piastra assorbitrice e vetro. Il calcolo andrebbe ripetuto per diversi angoli di incidenza solari ed eventualmente mediato per l'intera giornata.

Calcolo efficienza di un collettore solare piano

Sulla base di quanto sopra detto, si calcoli l'efficienza di raccolta di un collettore solare piano di 4 m^2 ($U_L= 4 \text{ w/m}^2.\text{K}$, $\alpha\tau= 0,78$) posto sul terrazzo di una abitazione a Roma, avente inclinazione di 40° e che alimenta un boiler a circuito aperto con acqua di alimentazione a 18°C ed utenza aperta a 45°C . Effettuare il calcolo per il giorno 21 giugno.

L'applicazione della relazione di Hottel-Whillier-Bliss viene effettuata per intervalli regolari di un'ora.

Per il 21 giugno, giorno giuliano 200, si ha il calcolo riportato in tabella. Sommando i dati delle colonne dell'energia solare incidente sul collettore e l'energia utile raccolta si ha la seguente tabella. L'energia solare ricevuta dal collettore è pari a $25,71 \text{ kWh}$. L'energia utile raccolta è $17,87 \text{ kWh}$, l'efficienza di raccolta è pari al $69,52 \%$.

Tempo Ora	n 1/4 Ora	I W/m²	Te °C	Ti °C	Qu W/m²
5,00	20	29,96	20,48	40,00	0,00
5,25	21	68,11	20,70	40,00	0,00
5,50	22	106,04	20,97	40,11	6,36
5,75	23	143,67	21,26	40,62	35,88
6,00	24	180,86	21,60	41,12	65,23
6,25	25	217,52	21,97	41,62	94,32
6,50	26	253,53	22,38	42,12	123,05
6,75	27	288,79	22,82	42,60	151,33
7,00	28	323,18	23,29	43,08	179,09
7,25	29	356,62	23,79	43,55	206,23
7,50	30	389,00	24,32	44,00	232,68
7,75	31	420,21	24,87	44,44	258,35
8,00	32	450,18	25,44	44,87	283,16
8,25	33	478,81	26,03	45,28	307,03
8,50	34	506,02	26,64	45,67	329,90
8,75	35	531,72	27,26	46,05	351,69
9,00	36	555,84	27,90	46,40	372,33
9,25	37	578,30	28,54	46,74	391,76
9,50	38	599,05	29,19	47,05	409,91
9,75	39	618,01	29,84	47,34	426,74
10,00	40	635,14	30,50	47,61	442,18
10,25	41	650,37	31,15	47,85	456,19
10,50	42	663,67	31,80	48,06	468,72
10,75	43	675,00	32,43	48,25	479,74
11,00	44	684,32	33,06	48,41	489,20
11,25	45	691,61	33,68	48,55	497,07
11,50	46	696,84	34,28	48,66	503,33
11,75	47	699,99	34,86	48,74	507,96
12,00	48	701,06	35,42	48,79	510,94
12,25	49	700,05	35,96	48,81	512,26
12,50	50	696,96	36,47	48,80	511,90
12,75	51	691,79	36,96	48,77	509,88
13,00	52	684,56	37,41	48,71	506,19
13,25	53	675,30	37,83	48,61	500,84
13,50	54	664,03	38,22	48,49	493,85
13,75	55	650,79	38,58	48,35	485,23
14,00	56	635,61	38,90	48,17	475,02
14,25	57	618,54	39,18	47,97	463,22
14,50	58	599,63	39,42	47,74	449,89
14,75	59	578,93	39,62	47,48	435,06
15,00	60	556,52	39,77	47,20	418,77
15,25	61	532,44	39,89	46,90	401,08
15,50	62	506,79	39,97	46,57	382,02
15,75	63	479,63	40,00	46,22	361,66
16,00	64	451,04	39,99	45,85	340,06
16,25	65	421,11	39,93	45,46	317,29
16,50	66	389,92	39,84	45,05	293,40
16,75	67	357,58	39,70	44,62	268,48
17,00	68	324,17	39,52	44,17	242,60
17,25	69	289,80	39,30	43,71	215,83
17,50	70	254,57	39,04	43,24	188,26
17,75	71	218,58	38,74	42,75	159,96
18,00	72	181,94	38,41	42,25	131,03
18,25	73	144,76	38,04	41,75	101,56
18,50	74	107,15	37,63	41,23	71,63
18,75	75	69,22	37,19	40,71	41,33
19,00	76	31,08	36,72	40,18	10,75
19,25	77	0,00	36,22	40,00	0,00
19,50	78	0,00	35,70	40,00	0,00
19,75	79	0,00	35,15	40,00	0,00
20,00	80	0,00	34,58	40,00	0,00

Tabella 3: Calcolo dell'energia raccolta

Si osserva che l'efficienza è molto buona per effetto della bassa temperatura di raccolta e quindi alle basse perdite del collettore solare.

Irraggiam.=	25,71	kWh	Qu.tot =	17,87	kWh
Efficienza =	69,515	%			

Giorno Giuliano	Latitudine °	Port. Spec M (kg/h/m ²)	Fatt. Perd U (W/m ² K)	AlfaTau ($\frac{1}{\alpha\tau}$)e	T. ingresso Ti (°C)
200	39,00	50	4	0,78	40

Tabella 4: Dati riassuntivi di calcolo

3.3 RISCALDAMENTO SOLARE DELL'ACQUA SANITARIA

Mediante l'energia solare si può pensare di riscaldare anche l'acqua calda sanitaria utilizzata per usi domestici.

Va tenuto in considerazione che i collettori solari non funzionano con continuità ma solamente durante la giornata e pertanto occorre sempre prevedere anche un sistema di riscaldamento ausiliario in aggiunta a quello ad energia solare.

I sistemi per produzione di acqua calda sanitaria sono suddivisi in due tipologie principali:

1. Sistemi per produzione di acqua calda locale
2. Sistemi per produzione di acqua calda centralizzata.

Di solito i sistemi con superficie dei collettori fino a 8 m² sono classificati come *sistemi locali* mentre quelli con superficie maggiore sono classificati come *sistemi centralizzati*.

Nella Figura 82 è data una rappresentazione schematica di un sistema per la produzione localizzata dell'acqua calda. In esso si riconoscono i seguenti elementi fondamentali:

- coppia di collettori solari piani;
- boiler per l'accumulo dell'acqua calda sanitaria
- pompa di circolazione dell'acqua calda dal collettore al boiler
- resistenza elettrica ausiliaria.



Figura 81: Tipologie di attacco dei tubi alla piastra captatrice

Anche se non è indicata, è opportuno prevedere una centralina di regolazione e controllo che impedisca, dopo il tramonto del sole, la circolazione parassitaria dell'acqua dal collettore solare al boiler.

Infatti quando il collettore non raccoglie energia solare si trasforma in un radiatore verso l'atmosfera e pertanto l'acqua che è in circolazione all'interno dei tubi si raffredda.

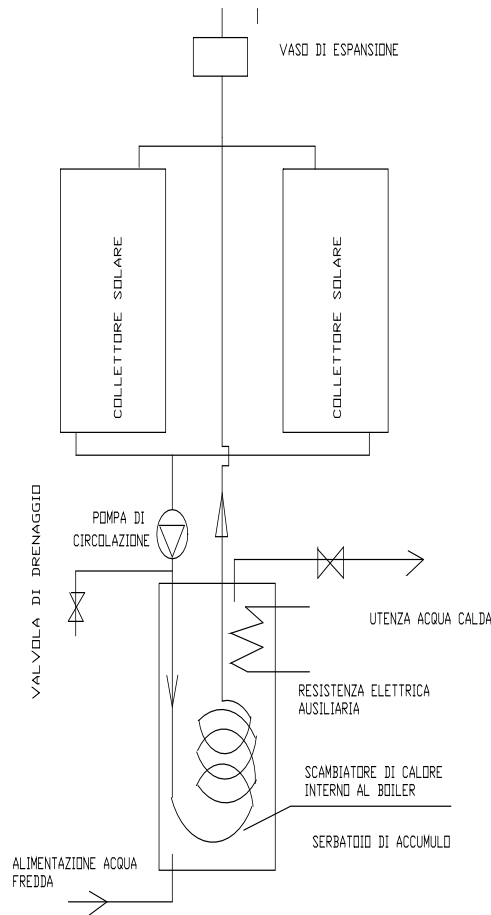


Figura 82: Schema di un sistema locale per produzione di acqua calda sanitaria

Anche se non è indicata, è opportuno prevedere una centralina di regolazione e controllo che impedisca, dopo il tramonto del sole, la circolazione parassitaria dell'acqua dal collettore solare al boiler.

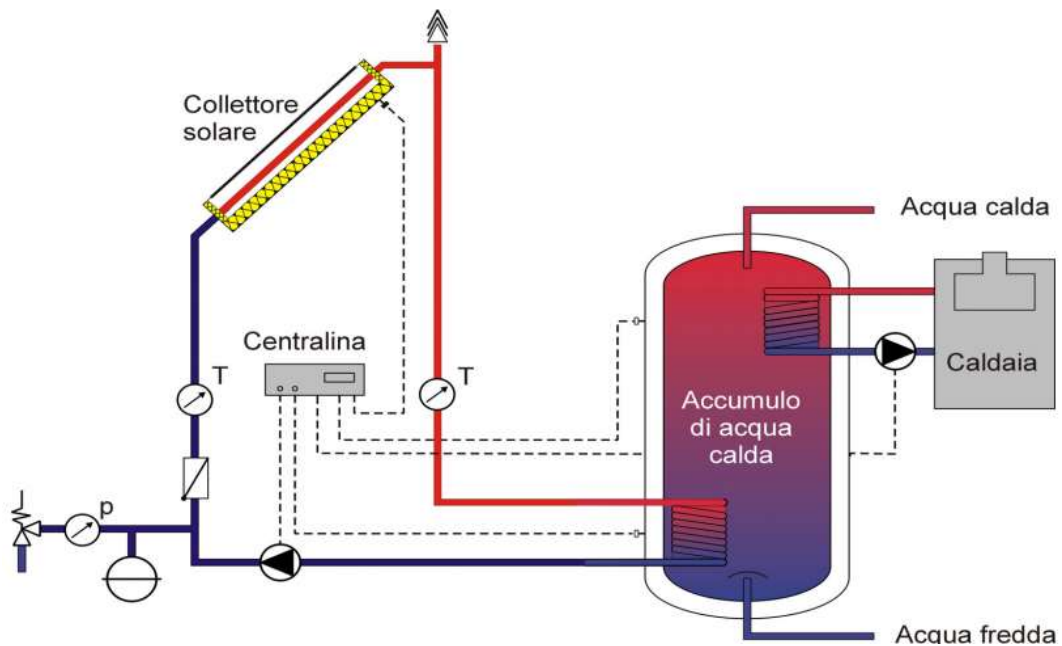


Figura 83: Schema di installazione di un impianto solare domestico

Infatti quando il collettore non raccoglie energia solare si trasforma in un radiatore verso l'atmosfera e pertanto l'acqua che è in circolazione all'interno dei tubi si raffredda.

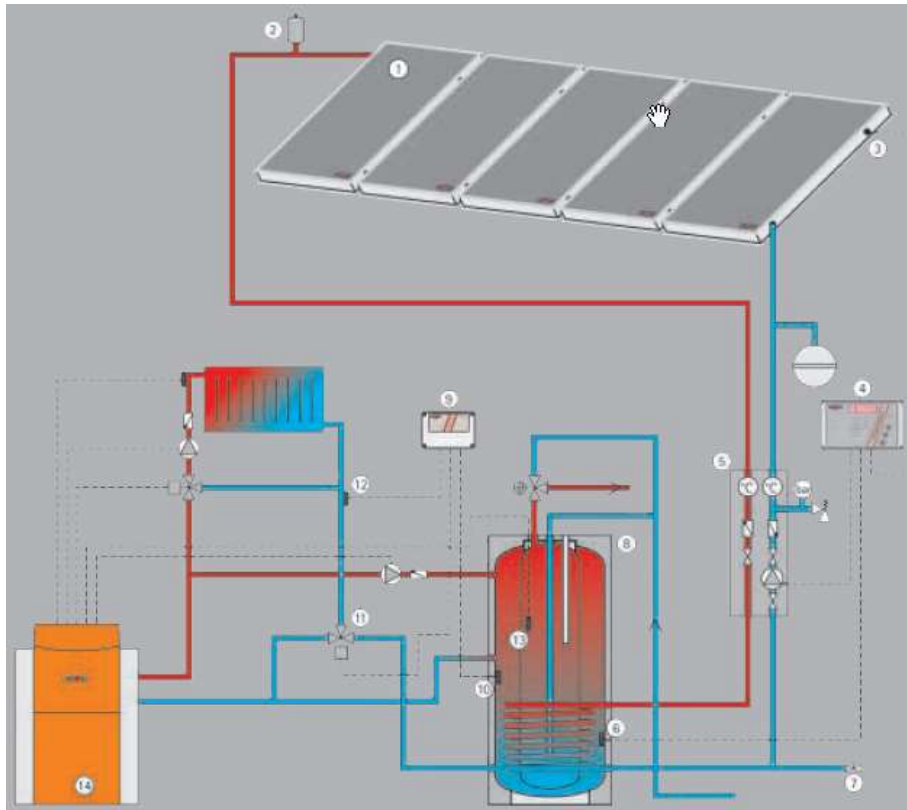


Figura 84: Schema circuitale di un impianto solare con integrazione termica per riscaldamento

La centralina impedisce alla pompa di alimentare il boiler di notte e quindi consente di mantenere la temperatura dell'acqua calda all'interno del serbatoio di accumulo. Il serbatoio di accumulo ha di solito due tipi di scambiatore, come rappresentato in Figura 85:

- scambiatore del tipo *tube and tube* (tubo e tubo);
- scambiatore del tipo *shell and tube* (mantello e tubo).

Quest'ultimo tipo è più efficiente raggiungendo efficienze superiori di 1÷3% rispetto agli scambiatori *tube and tube*.

3.4 CRITERI DI PROGETTO PER I SISTEMI LOCALIZZATI

Si elencano alcune regole pratiche utili per il dimensionamento rapido di sistemi localizzati per la produzione dell'acqua calda sanitaria.

- *La superficie dei collettori solari può essere calcolata considerando almeno 1 m² per persona avendo cura di formare una superficie di raccolta di almeno due collettori.*
- *L'orientamento dei collettori è a SUD con deviazioni massime tollerate di 10° verso EST o OVEST.*
- *L'angolo di inclinazione dei collettori è pari alla latitudine L del luogo per un funzionamento continuo annuale mentre è consigliato L-15° per un funzionamento principalmente invernale ed L+10° per un funzionamento prevalentemente estivo.*
- *La scelta del tipo di collettore solare dipende anche dal valore di insolazione disponibile sul posto. In generale si può dire, per le nostre latitudini, che un collettore a piastra dipinta di nero e con una sola copertura di vetro semplice va bene per un funzionamento annuale. Qualora si desideri avere un miglior funzionamento prevalentemente invernale allora è consigliabile un collettore con vetro doppio. L'uso di piastre con vernice selettiva è necessario solo per applicazioni che richiedono elevate temperature (>50 °C).*

- La capacità termica del serbatoio può essere dimensionata prevedendo 50÷70 kg per collettore ovvero anche 30÷50 kg/m² di collettore. È opportuno ricordare che i valori più elevati di volume di accumulo portano ad avere efficienze di raccolta maggiori ma anche temperature di accumulo inferiori.
- Per i sistemi di produzione di acqua calda localizzati è opportuno prevedere una resistenza elettrica ausiliaria di almeno 2 kW.
- È necessario isolare il serbatoio di accumulo con almeno 10 cm di isolante termico (ad esempio lana di vetro) e il rivestimento esterno deve essere in alluminio o in lamiera di acciaio galvanizzato.
- Tutti i tubi di collegamento fra collettori e boiler debbono essere coibentati con isolante termico di spessore di almeno 5 cm.
- Al fine di ridurre la potenza di circolazione è opportuno limitare al massimo sia la lunghezza dei tubi che le resistenze concentrate mediante raccordi curvi non angolati e valvole a minore resistenza. La pompa di circolazione ha di solito una prevalenza di 1000÷2000 Pa.
- La portata del fluido refrigerante può essere calcolata prevedendo un valore di 100÷120 kg/h per collettore (di superficie di 1.5 m²).
- Il vaso di espansione ha una capacità di 15÷20 litri.
- È necessario prevedere, come già segnalato, una centralina di regolazione e controllo collegata ai collettori e al boiler per impedire la circolazione inversa parassita.
- Per evitare il pericolo del congelamento invernale si può svuotare l'impianto, se questo non è attivo, oppure aggiungere 10÷20% di glicole etilenico per uso organico in modo da abbassare il punto di congelamento del fluido refrigerante.

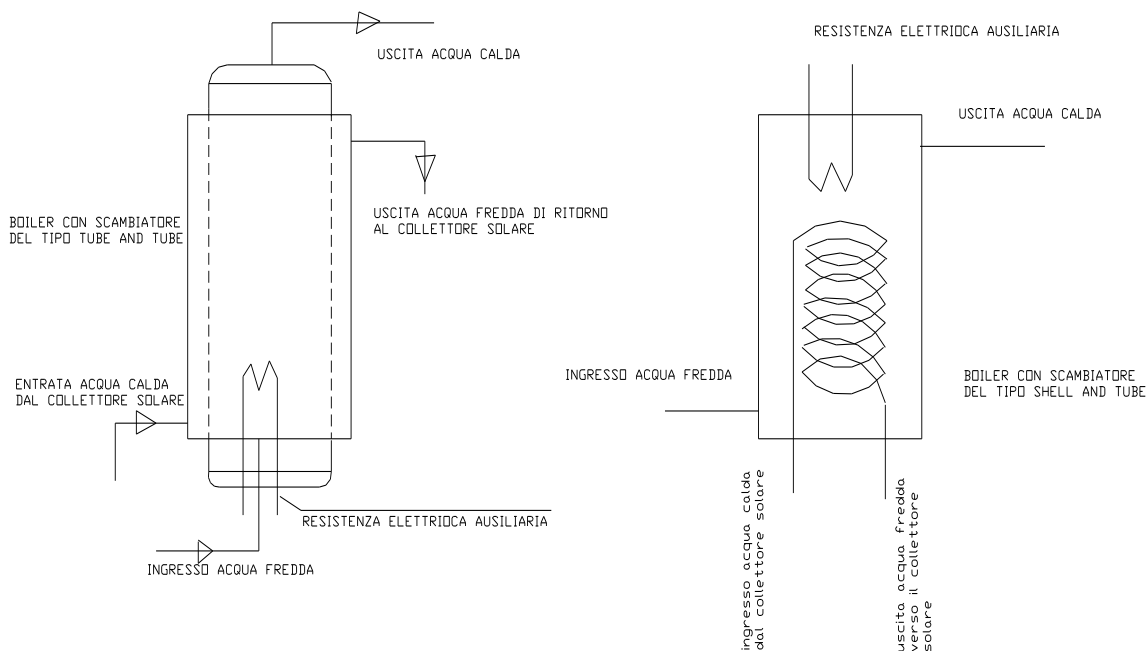


Figura 85: Boiler per sistemi localizzati con scambiatore del tipo tube and tube e a shell and tube

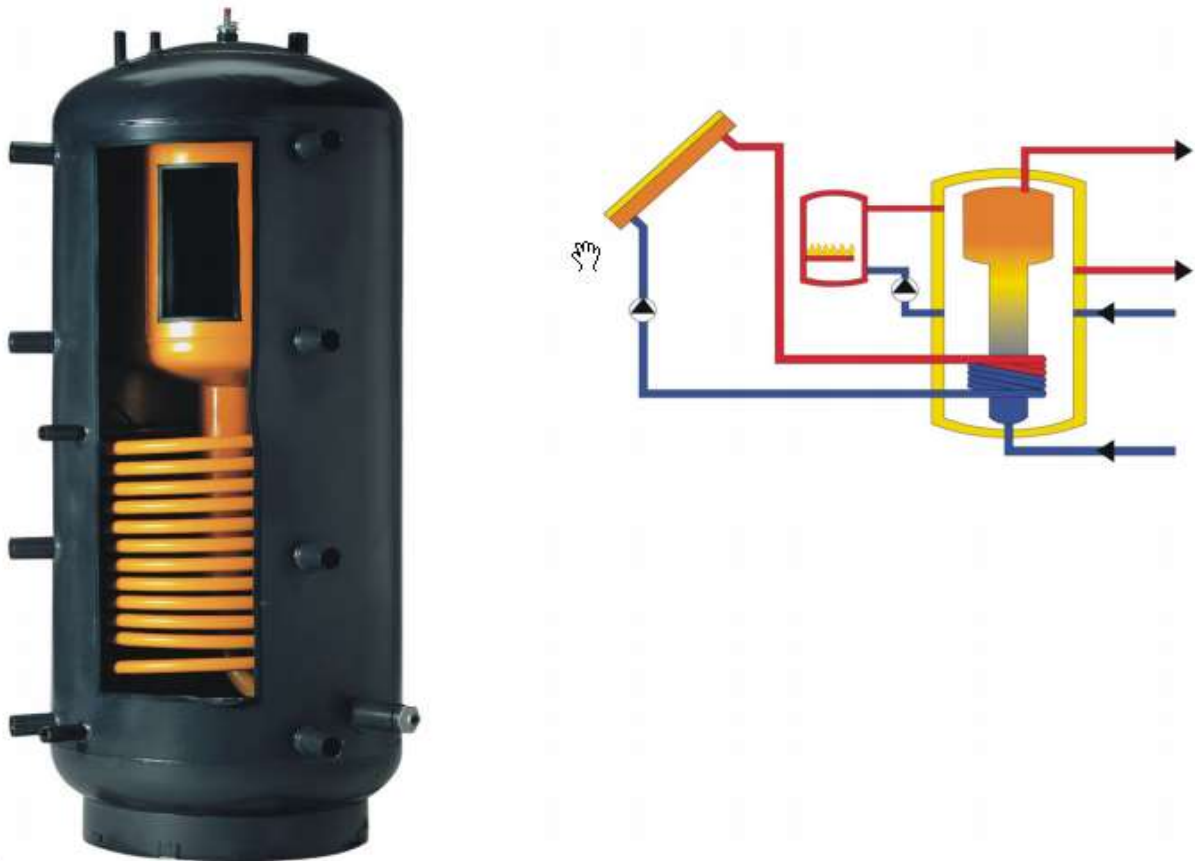


Figura 86: Sezione di un accumulatore solare ad acqua calda

3.5 SISTEMI CENTRALIZZATI PER L'ACQUA CALDA SANITARIA

I sistemi con più di quattro collettori solari sono tipicamente utilizzati per la produzione dell'acqua sanitaria centralizzata. Si tratta, quindi, di impianti di grandi dimensioni adatti per la produzione di acqua sanitaria per condomini, alberghi, scuole, campeggi, ... Essi sono strutturati in modo più complesso, come indicato in figura seguente.

La superficie dei collettori solari è realizzata con un numero elevato di collettori solari e tale da potere eseguire un collegamento serie-parallelo degli stessi.

Quando due collettori solari sono collegati in serie allora la temperatura di uscita dell'acqua calda è maggiore rispetto al caso di un collettore singolo, per contro si ha una diminuzione del rendimento di trasformazione dell'energia solare poiché crescendo la temperatura di uscita aumenta la temperatura media dei collettori e quindi aumentano le perdite per convezione e radiazione (cresce, quindi, U_L).

Il collegamento in parallelo dei collettori solari mantiene la temperatura di uscita del singolo collettore, cresce la portata del fluido refrigerante e quindi l'energia raccolta e il rendimento di trasformazione dell'energia solare è più elevato rispetto al collegamento in serie.

In figura 6 si può osservare come i collettori sono collegati in batterie da tre collettori serie e poi le batterie sono collegati in parallelo. Il fluido refrigerante viene inviato in un primo boiler dove si riscalda l'acqua mediante uno scambiatore a *shell and tube* molto efficiente. Da questo primo accumulatore l'acqua calda è mandata in un secondo scambiatore di miscelazione con l'acqua calda fornita da una caldaia ausiliaria in modo da raggiungere la temperatura desiderata per l'utenza. La centralina di regolazione provvede a bloccare la pompa primaria del circuito solare per evitare la circolazione inversa.

3.5.1 CRITERI DI PROGETTO DI UN IMPIANTO CENTRALIZZATO

Molti dei criteri già evidenziati per i sistemi localizzati possono ancora ritenersi validi per i sistemi centralizzati. Si forniscono qui altri criteri più indicati per i sistemi centralizzati.

- *Per bilanciare i circuiti di collegamento delle batterie solari è opportuno utilizzare l'anello di Tickelmann. Esso consiste in un collegamento a ritorno inverso in modo da realizzare per tutti i circuiti un percorso di eguale lunghezza.*
- *I collegamenti dei collettori in serie nelle singole batterie debbono essere realizzati in modo da evitare eccessive perdite localizzate.*
- *Non eccedere nel collegamento in serie dei collettori solari per non penalizzare eccessivamente il rendimento di trasformazione solare. Di solito si limita il collegamento a 2÷3 collettori.*
- *L'orientamento e l'inclinazione dei collettori solari segue le stesse indicazioni viste per i sistemi localizzati: l'angolo di inclinazione dei collettori è pari alla latitudine L del luogo per un funzionamento continuo annuale mentre è consigliato L-15° per un funzionamento principalmente invernale ed L+10° per un funzionamento prevalentemente estivo.*
- *Limitare al massimo le perdite di pressione nei circuiti in modo da ridurre la potenza di pompaggio. La velocità del fluido refrigerante non dovrebbe mai superare 1 m/s.*
- *L'alimentazione dell'acqua fredda dovrebbe anche avere una valvola di drenaggio e filtraggio.*
- *La centralina elettronica deve avere un termostato differenziale per il controllo della pompa principale di circolazione.*
- *I tubi, il boiler primario e quello di miscelazione debbono essere generosamente coibentati per limitare perdite di energia nel circuito.*
- *La capacità del boiler primario può essere calcolata prevedendo un consumo specifico $C=40\div50$ l/giorno/persona e quindi:*

$$V = n \cdot C$$

con:

- C consumo specifico per persona, come sopra indicato;
- n numero di persone da servire
- Il numero dei collettori solari, T , è determinato dalla relazione:

$$T = \frac{V}{P}$$

ove:

- P produzione unitaria di acqua calda (litri/giorno per collettore) di solito pari a:
- $P=50$ L/g/collettore per il periodo invernale;
- $P=60$ L/g/collettore per un periodo annuale;
- $P=70$ L/g/collettore per il periodo estivo invernale;

La capacità termica dello scambiatore di calore, H , preferibilmente del tipo shell and tube, è data dalla relazione:ⁱ

$$H = V \cdot u \cdot s$$

con:

- V capacità (litri) del serbatoio di accumulo;
- u fattore di utilizzazione dello scambiatore di calore (solitamente pari a 0.3);
- s fattore di accumulo (di solito pari a 1.25).

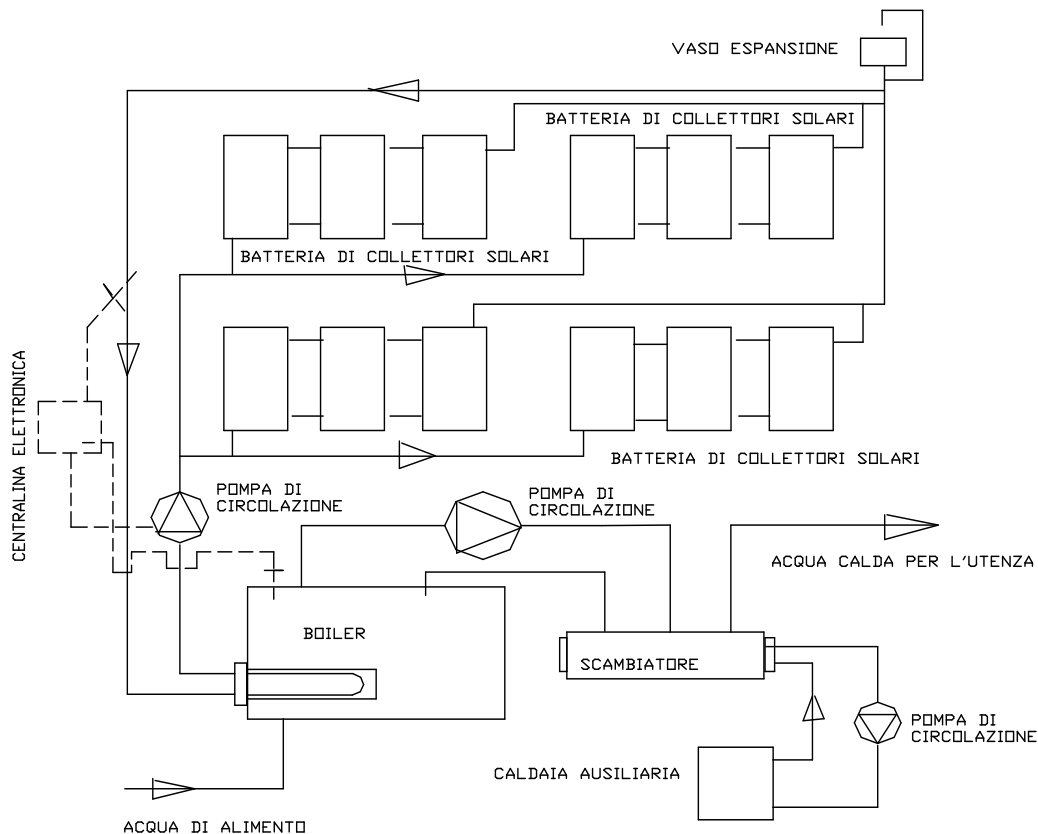


Figura 87: Schema di un impianto centralizzato per la produzione dell'acqua calda

La portata del fluido refrigerante è pari a:

$$M = m \cdot T$$

con:

- m 100÷120 kg/h/collettore (portata di massa specifica per collettore);
- T numero di collettori solari del sistema.

La capacità del vaso di espansione, E , è data dalla relazione:

$$E = e \cdot T$$

ove:

- e 5 L/collettore (espansione specifica per collettore);
- T numero di collettori solari del sistema.

3.6 METODO F - CHART

I criteri sopra enunciati sono di larga massima e non debbono essere considerati di validità generalizzata. Per il dimensionamento corretto degli impianti solari occorre fare riferimento a codici di calcolo specializzati (ad esempio *TRNSYS*) o a criteri di maggiore affidamento, quale l'*f-Chart*. Questo metodo¹⁵ si basa su alcune correlazioni ottenute da simulazioni numeriche dettagliate per impianti solari in diverse configurazioni e con condizioni di insolazione variabile.

Le simulazioni hanno consentito di calcolare la *frazione mensile dell'energia utilizzata*, f , definita dal rapporto fra l'energia solare fornita dall'impianto, E_S , e quella totale necessaria per il riscaldamento dell'acqua sanitaria, E_R , nell'arco di un mese:

¹⁵ Qui si presenta la versione originale proposta da Balcomb. Nella UNI TS 11300/4 si indicherà un metodo fChart modificato in sede europea.

$$f = \frac{E_S}{E_R} \quad [34]$$

Nota la quantità di acqua calda da produrre, M , si può calcolare l'energia E_R necessaria:

$$E_R = Mgc_p(t_e - t_A) \quad [35]$$

ove si ha:

- g numero di giorni del mese considerato,
- t_A temperatura dell'acqua di rete, °C,
- t_e temperatura di erogazione dell'acqua sanitaria, °C.

Se si conosce f allora si può conoscere l'energia complementare necessaria da fornire mediante caldaia, oltre quella fornita dall'impianto solare:

$$E_C = (1 - f)E_R \quad [36]$$

Le simulazioni numeriche hanno consentito di calcolare la frazione f fornita dall'impianto solare:

$$f = 1.029Y - 0.065X - 0.245Y^2 + 0.0018X^2 + 0.0215 \quad [37]$$

ove X ed Y hanno le seguenti espressioni:

$$X = \left[\frac{F_R KS (100 - t'_m) g D}{E_R} \right] \left[\frac{11.6 + 1.18t_e + 3.86t_A - 2.32t'_m}{100 - t'_m} \right]$$

e ancora:

$$Y = \frac{\xi F'_R (\alpha\tau)_e g H_T}{E_R}$$

ove si ha il simbolismo:

- $F'_R (\alpha\tau)_e$ prodotto del fattore di rimozione termica per il l'assorbimento-trasmissione effettivo del collettore solare utilizzato;
- ξ fattore correttivo per tenere conto dell'angolo di incidenza della radiazione solare sul collettore rispetto alla direzione normale. Si può assumere $\xi=0.90$ per collettori ad un vetro e $\xi=0.88$ per collettori a due vetri;
- D durata del giorno, in ore;
- g numero di giorni nel mese considerato;
- t'_m temperatura media diurna nel mese considerato, °C;
- H_T radiazione solare media nel mese considerati, $\text{kJ/m}^2/\text{day}$;

La temperatura media mensile, t'_m , può essere stimata nota la temperatura media giornaliera, t_m , e l'escursione media giornaliera mensile, di solito fornita da opportune tabelle dell'UNI-CTI 10349, mediante la relazione:

$$\begin{aligned} t'_m &= t_m + 0.18\Delta t_m && \text{Estate} \\ t'_m &= t_m + 0.31\Delta t_m && \text{Inverno} \end{aligned}$$

Il calcolo della radiazione media giornaliera è più complesso ma si possono applicare gli algoritmi già visti in precedenza.

3.6.1 OSSERVAZIONI SUL METODO F-CHART

Il metodo della f -Chart si può utilizzare anche per impianti solari destinati al riscaldamento ambientale e alla produzione di acqua sanitaria. Quest'ultima variante, per altro più complessa, non è qui sviluppata per limiti temporali del Corso e può essere analizzata in manuali tecnici specializzati.

Si osserva però che il metodo nasce non tanto da verifiche sperimentali dirette bensì da applicazioni di modelli di calcolo affidabili, quale il *TRNSYS*.

Gli accordi di Kyoto hanno dato nuovo impulso alle applicazioni solari e in particolare alle applicazioni per produzione di acqua calda per usi sanitari.

Gli accordi prevedono, infatti, una riduzione delle emissioni di CO₂ nell'atmosfera da parte dei paesi industrializzati e per l'Italia è stata assegnata una percentuale pari al 6% dell'emissione del 1996.

Per raggiungere tale riduzione (invero pesante) occorre limitare l'uso di combustibili tradizionali e pertanto è auspicabile la sostituzione di alcuni impianti termici (quelle per usi sanitari, ad esempio) con impianti solari visti in questo capitolo. Resta da superare la difficoltà del costo totale di questi impianti oggi notevolmente elevato rispetto agli impianti tradizionali. Senza un sensibile abbassamento dei prezzi unitari dei collettori solari il decollo dell'energia solare resterà solamente un desiderio.

4. IMPIANTI SOLARI DI POTENZA

4.1 IMPIANTI SOLARI TERMICI DI POTENZA

In questo capitolo si descrive la possibilità di integrare una sezione dedicata all'energia solare termica ad alta temperatura alle già esistenti centrali a ciclo combinato. In particolare si esamina la possibilità di integrare una sezione di potenza con la tecnologia del Solare Termico alla esistente centrale **Archimede** di Priolo Gargallo (SR).

Il progetto del Solare Termico "*Archimede*"¹⁶ con tecnologia basata su specchi parabolici con fluido termovettore costituito da sali fusi prende forma in seguito ad un accordo tra Enea ed Enel avvenuto il 25 settembre 2003. Il sistema composto della parte solare termodinamica e la parte relativa al ciclo combinato si definisce ibrido. La potenza della parte solare sarà di 20 MW. In Figura 88 si può osservare lo schema semplificato di integrazione tra un impianto a ciclo combinato e un impianto solare.

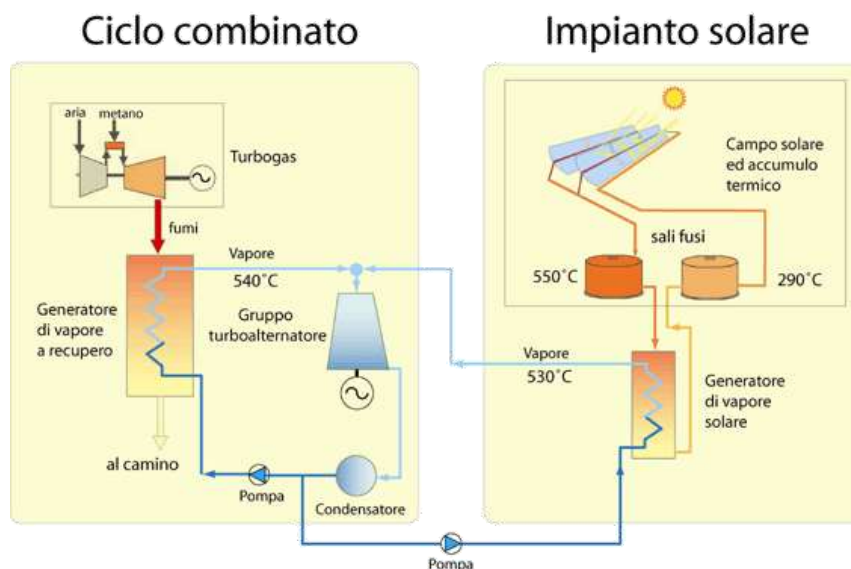


Figura 88: Schema di integrazione del vapore solare in un impianto termoelettrico a ciclo combinato (Enel)

Le principali innovazioni nel campo dell'energia solare riguardano essenzialmente tre aspetti:

- *l'utilizzo di un accumulo termico di grandi dimensioni, mediante il quale l'impianto può erogare una potenza elettrica costante nell'arco delle 24 ore, indipendentemente dalla variabilità della fonte solare;*

¹⁶ Attualmente il progetto è fermo. Quanto qui esposto vale come studio preliminare e di fattibilità.

- *l'incremento della temperatura di funzionamento dell'impianto (fluido termovettore ed accumulo). Questa innovazione richiede, da un lato, l'uso di un fluido termovettore (miscela di nitrati di sodio e di potassio) diverso dall'olio sintetico impiegato negli impianti attualmente in esercizio e, dall'altro lato, un sostanziale miglioramento delle proprietà ottiche del rivestimento del tubo ricevitore dei collettori che permetta un migliore assorbimento del calore;*
- *la progettazione di un nuovo tipo di concentratore, basato sull'impiego di specchi più sottili sostenuti da una struttura, in grado di assicurare una significativa riduzione dei costi di costruzione e posa in opera.*

Il sistema dovrebbe avere costi inferiori a quelli previsti dagli impianti a torre ed essere, rispetto ad essi, più flessibile per quanto riguarda le condizioni del sito e la disponibilità energetica.

Il collettore parabolico lineare rappresenta il modulo base del sistema. Il raggiungimento della potenza richiesta è ottenuto mediante l'utilizzo di più moduli.

Tale configurazione è facilmente adattabile alle caratteristiche di siti reperibili nell'Italia Meridionale.



Figura 89: Gli specchi parabolici (fonte Enel)

4.2 DESCRIZIONE GENERALE DELL' IMPIANTO SOLARE

Il campo solare è costituito da collettori parabolici lineari (Figura 89) disposti in file parallele, ciascuna delle quali è formata da più elementi, collegati in serie a costituire il singolo modulo o stringa. Il collettore è un riflettore che raccoglie e concentra continuamente tramite un sistema di controllo la radiazione solare su un ricevitore lineare disposto sul fuoco della parabola. Tale ricevitore consta di un tubo al cui interno circola un fluido termoconvettore che asporta l'energia solare assorbita.

Il sistema di accumulo ha poi il compito di immagazzinare l'energia termica prodotta dal campo e renderla disponibile con continuità indipendentemente dalla variabilità della sorgente solare. Esso è costituito da due serbatoi che operano a due diverse temperature, 550°C il caldo e 290°C il freddo. Il GVS (Generatore di Vapore Solare) è il sistema di utilizzo dell'energia termica accumulata.

Esso è costituito da scambiatori a superficie, mediante i quali il calore sensibile del fluido di processo viene trasferito all'acqua che passa allo stato di vapore e raggiunge le turbine a vapore

della centrale termoelettrica. In Figura 90 è possibile osservare un layout semplificato del processo appena descritto.

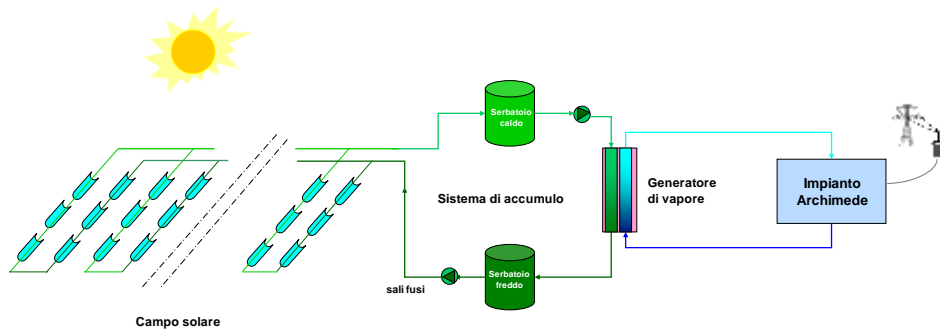


Figura 90: Layout di massima (fonte Enel)

I principali sistemi ausiliari dell'impianto sono quelli relativi alla preparazione del fluido di processo, alla sua circolazione nell'impianto, al riscaldamento delle tubazioni e dei componenti, al movimento dei collettori solari. Per finire parte essenziale è il sistema di regolazione e controllo della centrale solare che dovrà assolvere le seguenti funzioni: supervisione e monitoraggio dell'intero processo, regolazione della temperatura del fluido, calcolo dell'angolo di puntamento dei paraboloidi e comunicazione con i sistemi di movimentazioni dei collettori, monitoraggio dei sistemi di riscaldamento elettrico delle tubazioni e dei componenti principali, gestione delle sequenze automatiche durante le transizioni di stato, gestione allarmi, procedure di sicurezza, emergenze.

Riepilogando, i principali componenti dell'impianto solare sono dunque:

- *Campo solare o campo specchi*
- *Circuito idraulico dei sali fusi*
- *Sistema di accumulo termico*
- *Generatore di vapore solare GVS*
- *Sistemi ausiliari per avviamento e mantenimento impianto*
- *Sistema di regolazione e controllo*

E' bene a questo punto riassumere brevemente quello che rappresenta il ciclo del processo. In presenza di radiazione solare diretta il fluido termovettore, prelevato dal serbatoio a 290°C viene fatto circolare attraverso il campo specchi. In uscita da questo, raggiunti i 550°C, viene inviato al serbatoio caldo. I Sali fusi in uscita dal serbatoio vengono pompati nel GVS in cui, trasferendo all'acqua il loro calore sensibile, si raffreddano a 290° e ritornano al serbatoio freddo chiudendo così il ciclo.

4.3 LA CENTRALE A CICLO COMBINATO

In questo capitolo si tiene conto, in prima battuta, degli aspetti generali del ciclo combinato; non entrando nei particolari del gruppo turbogas, già sufficientemente descritto nel capitolo introduttivo, passando poi alla descrizione del GVR, propedeutica ai fini dello studio dell'integrazione della centrale solare col ciclo combinato.

4.3.1 GENERALITÀ SUGLI IMPIANTI COMBINATI GAS – VAPORE

Dal punto di vista strettamente termodinamico le turbine a gas sono convertitori di energia di buona resa; tuttavia per meglio sfruttare la loro potenza è bene far ricorso agli impianti in assetto combinati gas-vapore. In tali impianti, come detto, il calore dei gas di scarico della turbina a gas viene utilizzato in una caldaia a recupero per generare vapore d' acqua che evolve in un ciclo a vapore a condensazione. A tale ciclo viene quindi demandato il ruolo di recuperare, nel modo più

efficiente possibile, il calore presente allo scarico della turbina a gas e di trasformarlo in energia meccanica/elettrica.



Figura 91: Centrale Archimede

L'accoppiamento dei due circuiti gas-vapore consente di realizzare un'esigenza sempre perseguita nella termodinamica dei cicli di potenza: la coesistenza dell'introduzione di calore ad alta temperatura (possibile solo in impianti a combustione interna) e del rilascio del calore a bassa temperatura (possibile solo con cicli a condensazione).



Figura 92: Centrale Archimede

Nonostante l'idea base dei cicli combinati sia nota da lungo tempo, la realizzazione industriale di tali impianti, essendo ovviamente subordinata allo sviluppo tecnologico della turbina a gas, è molto recente.

Le prime applicazioni dei cicli combinati risalgono agli anni '60, ma non ebbero grande diffusione perché i rendimenti delle turbine a gas di quell'epoca erano inferiori allo 0,25 e di conseguenza il rendimento dei cicli combinati non raggiungeva lo 0,40: essi erano quindi poco competitivi rispetto alle tradizionali centrali a vapore. Inoltre la tecnologia della turbina a gas era poco sviluppata e la macchina era ritenuta scarsamente affidabile.

La situazione è radicalmente cambiata solo con il recente avvento (anni '80) delle turbine a gas industriali di seconda generazione con rendimenti superiori a 0,3: tutte le centrali a ciclo combinato installate negli anni '80 presentano così rendimenti netti compresi fra 0,44 e 0,50, ben superiori a quelli delle centrali convenzionali a vapore.

Le moderne centrali a ciclo combinato, come la centrale Archimede di Priolo Gargallo, Figura 91 e Figura 92, ha un rendimento di 57,75%, impensabile sino a qualche tempo fa.

Ma oltre ai pregi dell'elevato rendimento gli impianti combinati hanno altri vantaggi di carattere economico e funzionale, in particolare:

- a) Rendimenti elettrici elevati anche ai carichi parziali;
- b) Alta flessibilità di esercizio, consentendo:
 - *Il funzionamento di "base"*
 - *Il funzionamento con "modulazione di carico"*
 - *Il funzionamento di "punta"*
 - *Avviamenti giornalieri*
 - *Ridotto impatto ambientale*
 - *Bassi costi di installazione, esercizio e manutenzione*
 - *Possibilità di utilizzare diversi combustibili*
 - *Elevata affidabilità e disponibilità*
 - *Tempi brevi di costruzione e di installazione*

La turbina il cui combustore è alimentato a gas naturale è il tipo di macchina meno inquinante tra quelle esistenti perché, all'assenza di emissioni a base di zolfo, unisce una concentrazione di pochi ppm di CO e di idrocarburi incombusti e al massimo di 70 ppm di NO_x essendo provvista di sistema di abbattimento con iniezione di acqua o vapore in camera di combustione. Una ulteriore riduzione a 10-15 ppm di NO_x, può essere ottenuta con l'installazione di un sistema catalitico inserito nella caldaia a recupero, oppure di camere di combustione "a secco" a premiscelazione.

4.3.2 IL GVR DEL CICLO COMBINATO

Il Generatore di Vapore a Recupero (GVR), come detto più volte, ha il compito di trasferire il calore dei gas di scarico del gruppo turbogas ad un ciclo termico al fine di ottenere vapore atto ad alimentare una turbina a vapore accoppiata al relativo alternatore. I GVR installati nella centrale Archimede sono 2, uno per ogni gruppo turbogas presente; sono di tipo orizzontale rispetto al flusso dei gas provenienti dalla Turbina a Gas TG.

Sono composti da sezioni di scambio termico che producono vapore a tre livelli di pressione con banchi evaporanti a circolazione naturale a tubi verticali e privi di qualunque sistema di post combustione (la post combustione è nociva in quanto, sotto il profilo termodinamico, è beneficio introdurre nel ciclo l'energia pregiata del combustibile alle temperature più elevate, e quindi nella camera di combustione del gruppo turbogas, piuttosto che degradarla, come si fa nella post combustione, in uno scambio termico a temperature relativamente basse come quelle del ciclo a vapore).

Il GVR è previsto per il solo funzionamento a recupero, con i livelli di AP MP e BP a pressione variabile in funzione del carico, ed è completamente drenabile.

La larghezza del GVR, intesa quella di alloggiamento di tutti i fasci tubieri (arpe) è di 10 m. L' altezza del GVR interessata all' attraversamento dei fumi è 21 m, mentre l'altezza massima del GVR rispetto al pianori riferimento è di 36m: a tale quota sono installati i silenziatori degli sfiati ed il serbatoio per la conservazione del GVR in azoto. La mezzeria dei tre corpi cilindrici si trova a quota 31,3m dal piano di riferimento, e la loro lunghezza è di 12m.

La lunghezza del convogliatore del gas verso il GVR, compreso il giunto dilatatore, è di 14m. la mezzeria del condotto di scarico gas dalla TG si trova a 4,58m da terra. La ciminiera è alta circa 90m. I quantitativi di acqua richiesta per il riempimento di tutto il GVR sono di circa 271m³ di acqua.

Ogni banco di riscaldamento è costituito da tre banchi verticali detti appunto arpe. Ogni arpa è costituita da più gruppi di 1, 2, 3, 4 tubi alettati, in parallelo per quanto riguarda il percorso dei fumi. Un certo numero di arpe costituiscono i vari banchi ECO, tubi vaporizzatori, e di surriscaldamento dei vari livelli di pressione.

Dal punto di vista del percorso dei fumi, tutti i banchi sono disposti in serie. In Figura 93 è riportato uno schema di principio del GVR e delle sue interconnessioni con il turbogas e la turbina a vapore. L'impianto di Priolo possiede due impianti simili a quello di figura, esercibili in maniera indipendente, per una potenza complessiva di circa 2 x 385 MW elettrici.

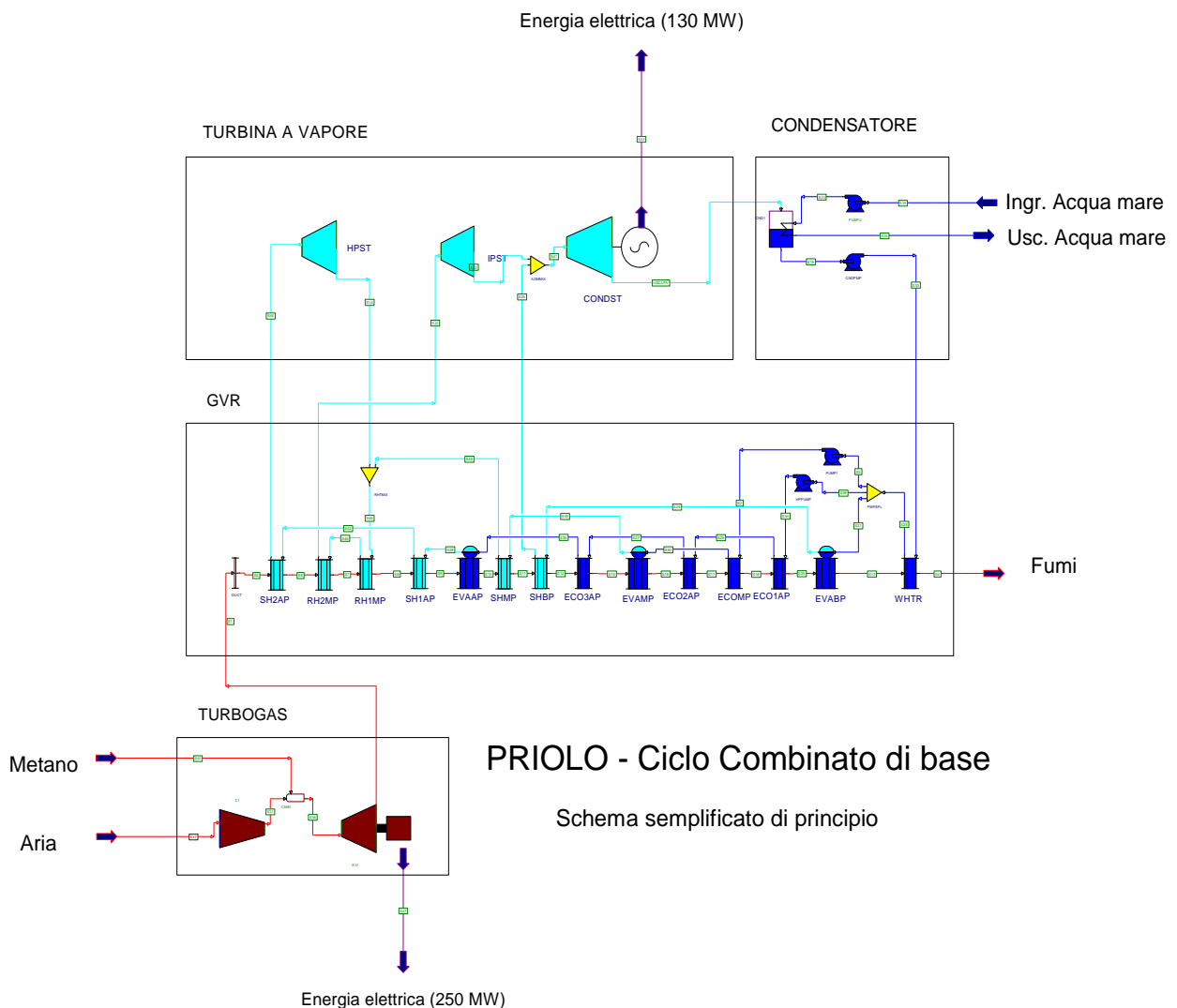


Figura 93: Ciclo combinato di base, fonte ENEL

4.4 L'IMPIANTO SOLARE

In questo capitolo si descrive dettagliatamente ogni componente necessario per il buon funzionamento della centrale solare a partire dagli specchi parabolici che raccolgono l'energia solare.

4.4.1 I CONCENTRATORI PARABOLICI LINEARI

La sezione di raccolta dell'energia solare è costituita da pannelli, elementi, collettori e moduli. Il sistema base è un paraboloide riflettente di lunghezza 12 m e apertura 5,9 m denominato **Elemento**. Ogni elemento è costituito da 10 specchi ricurvi detti **Pannelli**, vedere le Figura 94 e Figura 95. I **collettori** sono costituiti da 8, 6 o 4 elementi e hanno lunghezze rispettivamente di 100 m, 75 m, 50 m. Il **modulo** o **stringa** è un insieme di collettori collegati in serie idraulicamente: ha una lunghezza di 600 m. L'asse focale sarà quella nord-sud, il moto di inseguimento solare avverrà sul piano azimutale, da est a ovest.



Figura 94: Concentratore Parabolico Lineare

Per il pannello riflettente abbiamo il coefficiente di riflessione $\rho = 0,94$; il tubo ricevitore è caratterizzato dal coefficiente di trasmissione $\tau = 0,97$ (è in acciaio) ed è alloggiato in un tubo esterno di vetro antiriflettente.

Fra i due tubi vi è un'intercapedine di vuoto con pressione di 10^{-2} Pa, condizione questa finalizzata alla massima limitazione delle perdite termiche del tubo ricevitore per conduzione e convezione.

Sul tubo in acciaio si ha un rivestimento in *cermet* (film di allumina e tungsteno) avente coefficiente di assorbimento dello spettro solare $\alpha = 0,94$. Il rendimento ottico del sistema risulta allora $\eta_{\text{ottico}} = \rho \tau \alpha \gamma$, con γ fattore di intercettazione, cioè frazione di flusso solare intercettato dal ricevitore.

In letteratura tecnico-scientifica $\gamma = 0,95$, per cui il rendimento ottico risulta pari a $\eta_{\text{ottico}} = \rho \tau \alpha \gamma = 0,81$. Con i valori più bassi di ρ, τ otteniamo un $\eta_{\text{ottico dirty}}$ pari a 0,77. Il rendimento totale del paraboloide $\eta_{\text{tot}} = \eta_{\text{ottico}} * \eta_{\text{termico}}$.

Il rendimento termico è funzione del coefficiente di perdita globale del sistema, delle condizioni di scambio termico nell'interfaccia fluido – ricevitore, della temperatura di lavoro, dell'irradianza solare.

Il fluido termovettore è costituito da una miscela di sali composta per il 40% da nitrato di potassio, per il 60% da nitrato di sodio. Questi sali sono stabili fino a 600° e sono poco inquinanti, poco costosi, poco corrosivi.

Passando da 550° a 290° la potenza termica estraibile in perfetta adiabaticità da 1 kg/s è $q = 393,96 \text{ kW}$ con C_x 1,515 kJ/kgK.

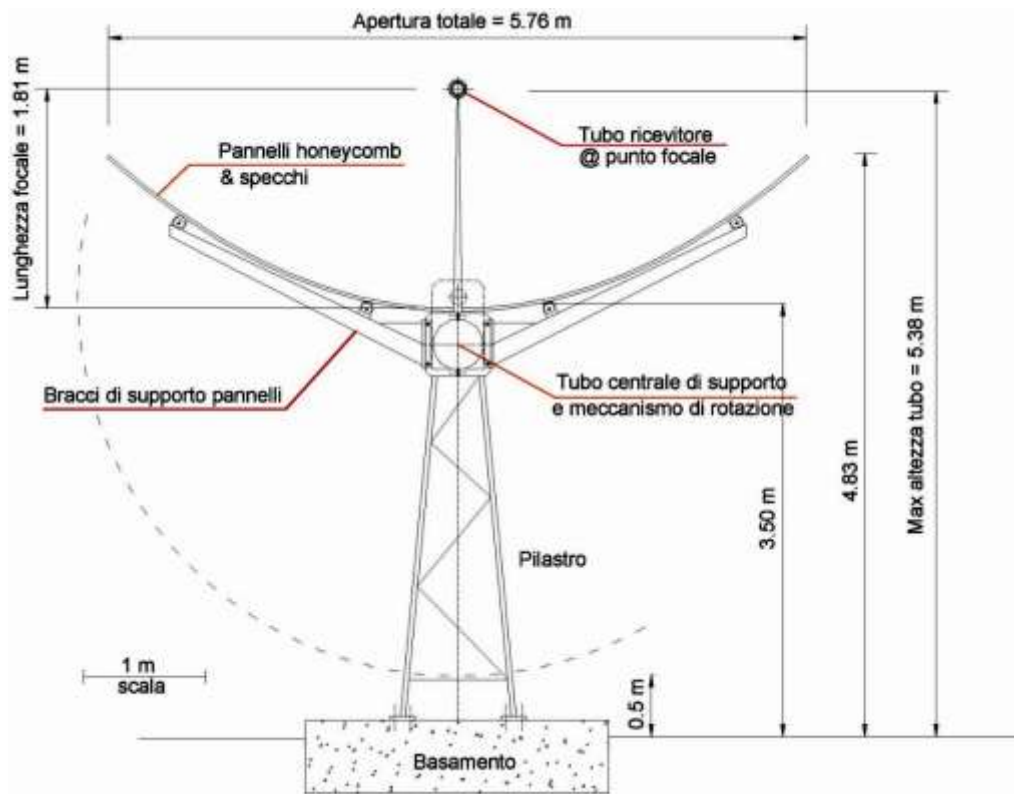


Figura 95: Vista in scala dei supporti per i pannelli (fonte Enel)

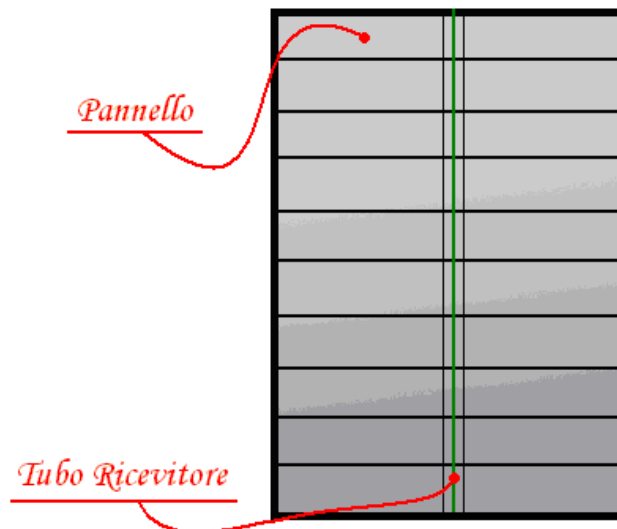


Figura 96: vista dall'alto di un elemento da 10 pannelli



Figura 97: Specchi e collettori in fase di montaggio (fonte Enel)

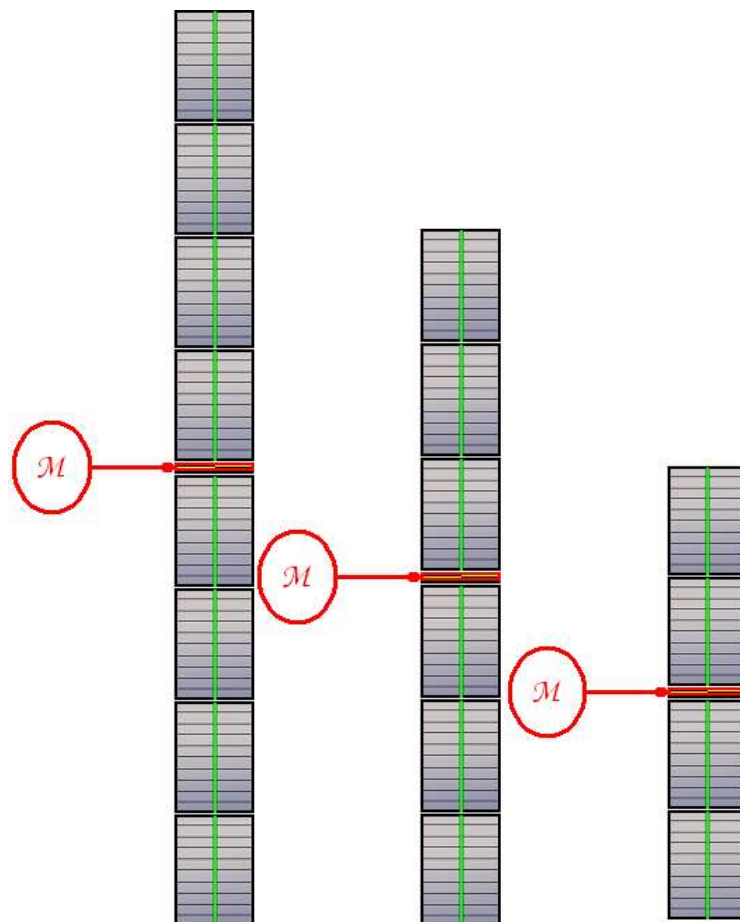


Figura 98: Moduli rispettivamente a 8, 6 4 elementi.

Lay out del collettore

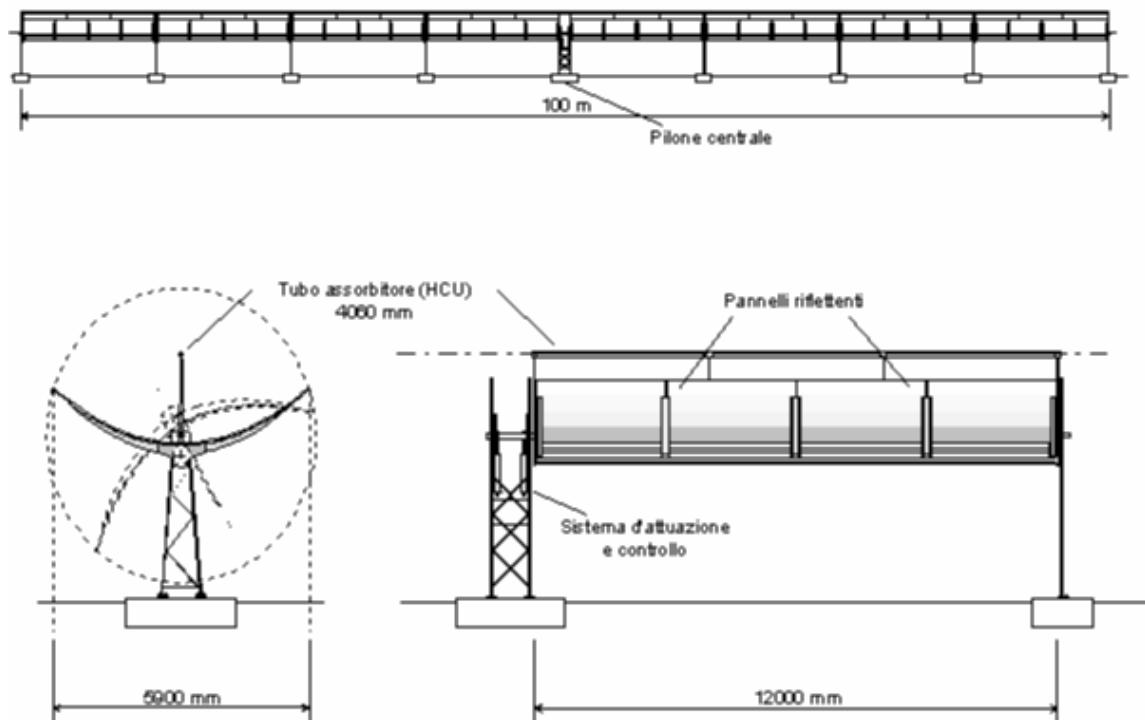


Figura 99: Layout del collettore

4.5 BILANCI DI ENERGIA NEI SOTTOINSIEMI DELLA CENTRALE SOLARE

L'energia che entra in gioco nel bilancio dei vari sottoinsiemi è:

- Energia solare raccolta dal campo specchi
- Energia termica trasmessa al fluido termovettore (assorbita) in uscita dal campo specchi
- Energia potenzialmente immagazzinabile nel sistema di accumulo ottenuta sottraendo alla energia termica assorbita dal fluido le perdite termiche della rete di distribuzione durante le ore di produzione del campo specchi
- Energia persa durante le ore notturne e di bassa insolazione
- Energia scartata (causa serbatoio caldo già saturo di miscela)
- Energia integrata, energia che occorre integrare quando il serbatoio caldo non è alla massima capacità di accumulo e si è di notte o in presenza di bassa insolazione
- Energia utilizzata, inviata cioè al GVS
- Energia elettrica, prodotto finale della centrale solare

4.6 CONCLUSIONI SUL SOLARE TERMODINAMICO

L'integrazione dell'impianto solare termodinamico con sistemi per la generazione di potenza in assetto combinato è fortemente consigliata in quei siti dove vi è una significativa irradiazione solare (in Europa ad esempio nelle aree mediterranee).

Per altro è necessario sottolineare come impianti solari a specchi parabolici abbiano bisogno di terreni molto ampi per contenere la necessaria estensione del campo specchi.

Riguardo l'impatto socio-economico della zona, è importante evidenziare un prevedibile effetto positivo sull'occupazione, limitato per l'occupazione diretta, ma più ampio per l'indotto e le attività ricettive.

I rischi specifici dell'impianto solare sono legati ai riflessi dei collettori e alle caratteristiche dei nitrati. Tuttavia in entrambi i casi si tratta di rischi di limitata entità e per i quali sono possibili semplici precauzioni per contenerne le conseguenze.

Da quanto sopra detto si è può osservare come gli Impianti Solari Termodinamici sono integrabili in modo relativamente semplice a impianti di potenza ad assetto combinato. Naturalmente occorrono accurati studi che vanno dallo studio dell'irradiazione solare e l'esame del territorio all'analisi del GVR e dei possibili punti di spillamento del vapore.

A tal proposito si vuole sottolineare che nell'ambito della ormai consolidata collaborazione scientifica tra l'Enel ed il DIIM dell'Università degli Studi di Catania è stato sviluppato con successo il modello matematico complessivo dell'impianto di generazione Archimede.

È dunque auspicabile che tale tecnologia possa essere realizzata in un sempre maggior numero di impianti, allo scopo di ridurre le quantità di emissioni nocive nell'atmosfera e l'anidride carbonica inevitabile nei processi di ossidazione di combustibile di natura fossile.

Certamente i costi per la produzione di un siffatto impianto sono attualmente molto elevati, e probabilmente poco competitivi secondo quanto esitato dai recenti studi di fattibilità.

Tuttavia se la produzione fosse estesa a più impianti sul territorio e si avviasse una produzione in serie dei componenti dell'impianto, a seguito dell'economia di scala si avrebbe un netto abbattimento dei costi ed il tutto a favore di un domani più pulito, più vivibile, più "naturale", in una parola **sostenibile**. L'energia sta alla base di tutto.

La produzione di energia da fonti rinnovabili deve essere l'obiettivo comune di tutte le aziende del settore per un armonico sviluppo delle società del terzo millennio.

	U.M.	
Orientamento collettori		NS
Radiazione diretta normale	kWh/(m ² a)	1.748
Radiazione media annua sui collettori ¹⁷	kWh/(m ² a)	1.415
Numero di collettori		318
Superficie collettori	10 ⁴ m ²	17,91
Potenza di picco del campo solare ¹⁸	MWt	136,1
Temperatura serbatoio caldo	°C	550
Temperatura serbatoio freddo	°C	290
Portata sali fusi nel campo solare alla potenza di picco	kg/s	345,6
Energia solare massima (DNI)	GWht/a	313,1
Energia solare sul piano dei collettori	GWht/a	253,4
Energia solare trasferita al fluido	GWht/a	156,5
Rendimento medio annuo di raccolta ¹⁹	%	61,8
Energia solare massima accumulabile	GWht/a	151,3
Capacità accumulo	MWh	500

¹⁷ Tiene conto dell'orientamento dei collettori e dell'effetto delle loro ombre.

¹⁸ Con un flusso solare di 1.000 Watt/m² e un'efficienza di picco dei collettori del 76%.

¹⁹ Calcolato sull'energia solare sul piano dei collettori

Potenza termica massima del GV	MWt	64,4
Energia termica accumulata	GWht/a	149,9
Energia termica utilizzata	GWht/a	130,6
Frazione rispetto alla accumulata	%	87,2
Frazione rispetto a quella sul piano dei collettori	%	51,6
Potenza elettrica nominale	MWe	28,08
Efficienza alla potenza nominale	%	43,6
Energia elettrica lorda prodotta ²⁰	GWhe/a	55,9
Ore annue di funzionamento previste	h/a	5.110
Ore effettive di funzionamento	h/a	2.774
Fattore di utilizzazione dell'impianto ²¹	%	38,9
Rendimento medio annuo elettrico netto sul DNI	%	17,3
Risparmio di energia primaria ²²	TEP	11.835
Emissione CO ₂ evitata ²²	10 ³ kg	36.306

Figura 100: Parametri riassuntivi dell'applicazione all'impianto di Priolo Gargallo

4.7 IMPIANTI A TORRE CENTRALE

Il sistema a torre centrale (vedi figura) è costituito da un campo di eliostati che riflettono e concentrano la radiazione solare su un ricevitore posto alla sommità di una torre.

Nel ricevitore fluisce un fluido che riscaldandosi ad alta temperatura è in grado di produrre energia o di immagazzinarla sotto forma di calore.

Se il fluido è acqua si ha produzione di vapore ad alta pressione direttamente nel ricevitore, con successiva espansione in turbina. Nel caso in cui nel ricevitore circoli un fluido intermedio, come aria o sali fusi, il vapore viene prodotto in un generatore di vapore nel *power block* dell'impianto.

Al crescere delle dimensioni cambia la distribuzione degli eliostati, da ventaglio a campo circolare; la distanza tra le file deve aumentare con il raggio per limitare gli effetti di ombra e di radiazione riflessa dall'eliostato che lo precede alle basse elevazioni del Sole; L'efficienza ottica del campo solare viene ridotta dai fattori di:

- *Shadowing* (proiezione dell'ombra di un eliostato su quello posteriore)
- *Blocking* (intercettazione della radiazione riflessa da un eliostato da quello anteriore)
- *Spillage* (frazione di radiazione riflessa da un eliostato che esce dal bersaglio del ricevitore).

In generale si definisce multiplo solare il rapporto tra la massima potenza termica assorbibile dal ricevitore e quella del ciclo termico che alimenta la turbina, esso esprime il grado di sovradimensionamento del campo solare rispetto a quello del ciclo termico e indirettamente il livello di *storage termico* (accumulatore) possibile.

²⁰ Per ottenere la produzione netta occorre detrarre l'assorbimento degli ausiliari relativi alla parte solare, stimati al 3% dell'energia prodotta.

²¹ Rapporto tra l'energia prodotta e quella producibile se l'impianto lavorasse alla potenza nominale per tutte le ore di funzionamento previste.

²² Si è considerato un consumo specifico termico medio di 2.184 kcal/kWh e un'emissione specifica di 670 g CO₂/kWh, dati medi ENEL 2003 per produzione termoelettrica.



Figura 101: Impianto solare termodinamico a torre centrale

La dimensione degli impianti solari a Torre Centrale è limitata dalla possibilità materiale di mantenere puntati gli eliostati con la precisione necessaria in presenza di vento all'aumentare della distanza dal ricevitore. Attualmente il raggio limite di un campo eliostati è stimato nell'ordine dei 1000 metri a cui corrisponde una torre dall'altezza di 200 – 250 m. La potenza nominale limite per questo tipo di impianti è valutata in 50 - 100 MWe.

Recentemente sono stati proposti impianti detti *multitower* costituiti da più torri, ciascuna con il proprio campo eliostati, che inviano il fluido termovettore ad un unico power block. In questo modo i limiti attuali alla dimensione degli impianti a torre potrebbero essere superati.

Sono state sperimentate diverse soluzioni con produzione diretta di vapore in una caldaia solare o l'impiego di un circuito intermedio con fluidi diversi, come sodio liquido o sali fusi, e con diversi sistemi di storage termico.

Nel complesso le esperienze, per diversi motivi, hanno avuto esiti non soddisfacenti, per cui, dopo un primo entusiasmo iniziale, questo studio ha subito una battuta di arresto.

A posteriori si può osservare che buona parte dell'insuccesso fu ingenerato dalle taglie eccessivamente ridotte degli impianti e dalla insufficienza dei sistemi di controllo, che ancora non disponevano della tecnologia elettronica e informatica attuale (decisiva per il controllo degli eliostati e delle condizioni dinamiche del ciclo termico). I tempi di sperimentazione furono peraltro molto ridotti rispetto alla complessità delle problematiche emerse e ciò non permise di identificare le scelte migliori da attuare per stabilire l'effettiva potenzialità della tecnologia.

Negli ultimi anni, con il rilancio del Solare Termodinamico, il concept della Torre Centrale ha ricevuto un nuovo impulso e attualmente sono stati posti in esercizio o sono in costruzione e progetto diversi impianti. Le lezioni acquisite negli anni '80 e '90 e l'apporto delle nuove tecnologie di controllo hanno portato alla costruzione di impianti più grandi, meglio dimensionati e controllati.

Nelle ultime versioni il campo eliostati è stato ampliato con specchi di maggiori dimensioni ed è stato introdotto il circuito a sali fusi con lo storage termico a due serbatoi. Nonostante le difficoltà insite nell'impiego dei sali fusi (solidificazione a 225 °C e corrosione degli acciai) l'impianto ha dimostrato le potenzialità di questa tipologia producendo energia elettrica anche di notte.

Un tale tipo di impianto è l'impianto *solar two*, rappresentato in figura, che costituisce tuttora il riferimento per gli impianti a torre centrale a sali fusi e per lo storage termico con questo media. Lo schema di funzionamento di tale impianto è raffigurato in Figura 103.



Figura 102: Impianto solar two in esercizio negli anni 90 (fonte NREL)

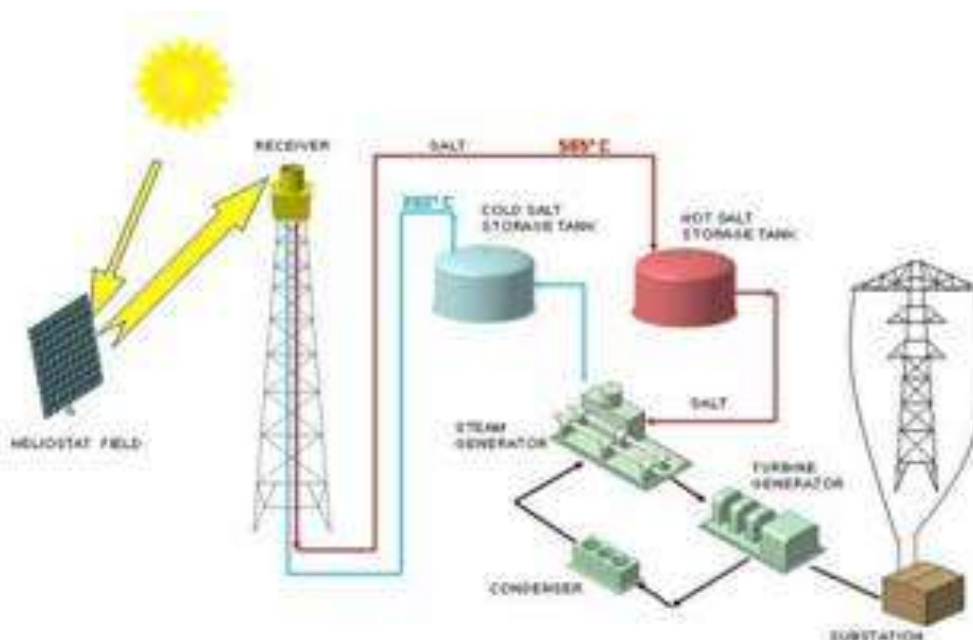


Figura 103: Schema di funzionamento impianto solar Two con il sistema di storage termico a sali fusi

Sono stati sviluppati diversi tipi di ricevitori per i sistemi a Torre Centrale. In generale l'efficienza dei ricevitori dipende da vari fattori: il coefficiente di assorbimento e l'emissività alla temperatura di lavoro, il fattore di concentrazione, le caratteristiche termo fluidodinamiche del fluido termovettore, la temperatura di lavoro del fluido termovettore e la forma.

I ricevitori per gli impianti a torre lavorano tipicamente a fattori di concentrazione di 300 -500 soli. I ricevitori con concentratori secondari possono arrivare a fattori di concentrazione di diverse migliaia di soli.

La capacità del fluido termovettore di rimuovere efficientemente il calore che si sviluppa sulla superficie del ricevitore influisce sull'efficienza termica.

Il ricevitore a tubi diritti per sali fusi è stato uno dei componenti chiave sperimentati a Solar Two. È costituito da pannelli di tubi affiancati accostati e appesi che possono dilatarsi verso il basso. La struttura cilindrica è legata alla forma circolare del campo eliostati che è stata adottata nel caso di questo impianto. I punti di collegamento con le tubazioni principali alle estremità dei pannelli sono coperti dagli irraggiamenti accidentali da una adeguata struttura protettiva.

Per quanto riguarda gli eliostati invece in generale si può dire che gli eliostati sono grandi specchi, piani o leggermente concavi, in grado di concentrare fino a 30 volte la radiazione solare a grande distanza, attualmente fino a 800 - 1000 m. Vengono disposti radialmente attorno alla torre secondo una configurazione a scacchiera in modo da permettere la riflessione della radiazione solare sul ricevitore della torre durante il movimento del Sole. Ogni eliostato si muove in modo diverso dagli altri per effetto della sua posizione relativa rispetto alla torre.

Sebbene nel corso degli anni siano state provati diversi criteri di movimentazione, attualmente la movimentazione avviene di regola secondo il piano orizzontale lungo l'angolo azimutale e quello verticale lungo l'angolo dell'altezza del Sole sull'orizzonte, la gestione del movimento può essere sia centralizzata che in locale, così come l'alimentazione dei motori che è di solito centralizzata, anche se sono stati provati sistemi autonomi, controllati via radio, alimentati da un piccolo modulo fotovoltaico dotato di relativo accumulatore.

La gestione dei campi eliostati è uno dei fattori chiave del funzionamento degli impianti a torre avendo effetto sia sull'efficienza del sistema, sulla durata del ricevitore e sulla sicurezza dell'impianto e del personale.

L'efficienza del campo solare dipende da una serie di fattori tra cui la geometria, la posizione relativa degli eliostati, l'altezza della torre ecc. ecc. I fenomeni di *blocking* e *shadowing* (rappresentati in figura seguente) possono contribuire a ridurre l'efficienza ottica del campo quando il sole è basso sull'orizzonte. La riduzione si applica alla diminuita energia disponibile dei raggi filtrati dall'atmosfera e contribuisce a diminuire l'efficienza dell'intero impianto alla mattina e nel tardo pomeriggio.

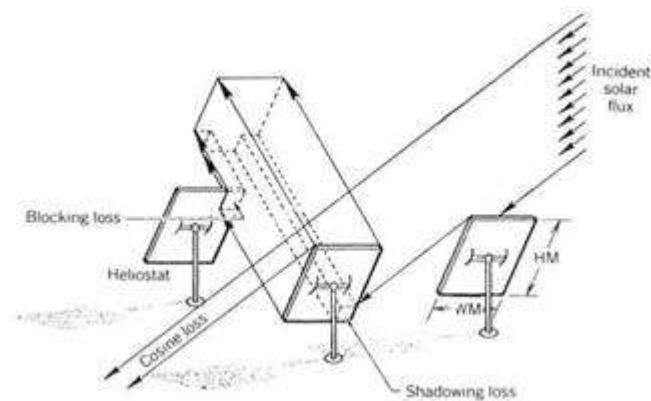


Figura 104: Fenomeni di blocking e di shadowing si verificano quando il sole è basso sull'orizzonte

Gli eliostati dei primi impianti avevano superfici dell'ordine di 50 m². I diversi modelli realizzati erano realizzati mediante specchi a una sola curvatura allineati in una struttura a due "ali" come rappresentato in Figura 105. Questo tipo di configurazione è rimasta praticamente inalterata fino alle realizzazioni attuali.



Figura 105: struttura standard di un eliostato

I nuovi eliostati, essendo destinati a impianti di grandi dimensioni, presentano caratteristiche di precisione nel puntamento superiori a quelli degli anni '80. Per poter mantenere un'immagine di dimensioni ridotte sul bersaglio (dell'ordine di alcuni m²) dispongono di un fattore di concentrazione aumentato che può arrivare a 25 soli.

Questi progetti sperimentali hanno trovato applicazione nei nuovi impianti realizzati o in realizzazione in Spagna.

A partire dalla seconda metà degli anni 2000 sono stati sperimentati nuovi eliostati di misura molto più ridotta rispetto ai modelli finora impiegati. Ad esempio l'impianto sperimentale di *Dimona* impiega 1640 eliostati piani da 7 m² di superficie. L'impianto di Sierra Generation Station della *eSolar* impiega ben 24360 specchi piani da 1,14 m² di superficie installati su una struttura modulare fissata a piccole fondazioni.

Tutti i componenti sono fabbricati in grande serie mentre gran parte del lavoro di installazione avviene senza l'impiego di macchinari pesanti e manodopera specializzata. In generale la minore altezza, fa sì che gli specchi siano esposti a velocità del vento molto più ridotte rispetto agli eliostati di grandi dimensioni, inoltre anche il loro lavaggio periodico risulta facilitato.

Dal 2007, con la costruzione dell'impianto PS10, nei pressi di Siviglia, si assiste al ritorno degli impianti a Torre Centrale con ricevitore a vapore che sembravano superati dopo le esperienze degli anni '80. Altre importanti realizzazioni riguardano l'impiego dei sali fusi e dell'aria come fluido primario e l'impiego dello storage termico di grande capacità. L'impianto PS10 (figura seguente) rappresenta il ritorno della generazione diretta di vapore con il ricevitore a tubi dritti sperimentato con un certo successo. A causa della taglia e delle caratteristiche del vapore, l'impianto ha una efficienza limitata ma anche una relativa semplicità costruttiva, che si traduce in un investimento contenuto, sufficiente a garantirne l'esercizio economico nell'ambito delle incentivazioni in vigore in Spagna.



Figura 106: Impianto PS 10 in Spagna

4.8 IMPIANTI CON COLLETTORI LINEARI DI FRESNEL

Tali impianti sfruttano la CLFR (*Compact Linear Fresnel Reflector technology*), una tecnologia che potrebbe segnare una svolta nella generazione dell'elettricità termosolare rendendola competitiva, in termini di costi, con quella da combustibili fossili e nucleari. A differenza della tecnologia fotovoltaica, che converte la radiazione solare direttamente in energia elettrica, il solare termoelettrico la utilizza per produrre vapore ad alta pressione e alimentare una turbina che, a sua volta, aziona un generatore elettrico. Fonte energetica a parte, dunque, gli impianti funzionano in modo analogo alle centrali a carbone, petrolio, gas o combustibili nucleari.

Artefice di questa nuova tecnologia fu agli inizi degli anni Sessanta dello scorso secolo *Giovanni Francia* (Torino, 1911 – Genova, 1980), matematico, inventore, ingegnere, grande pioniere del solare e noto a livello mondiale come il “padre” delle centrali solari termoelettriche.

L'idea centrale di Francia era che il calore solare, abbondante ma a bassa densità e a bassa temperatura, dovesse essere raccolto in modo da ottenere le temperature necessarie per far funzionare le macchine delle società tecnologicamente e industrialmente avanzate, a cominciare dagli impianti per la produzione di energia elettrica.

Per raggiungere questo obiettivo, Francia ricorse alle tecniche note da secoli della concentrazione della radiazione solare con specchi su un ricevitore o caldaia. Dimostrò per la prima volta al mondo che era possibile produrre con il calore del sole, vapore ad alte pressioni e alte temperature in sistemi a concentrazione lineare e puntuale di tipo Fresnel, vale a dire con campi di specchi quasi piani che possono essere immaginati come risultanti dal “*frazionamento*” di un grande specchio parabolico lineare o di un grande specchio parabolico sferico. I “campi specchi” utilizzati da Francia nei suoi pionieristici impianti di Marsiglia (1964) e, in Italia, di S. Ilario (1965) vengono chiamati di “tipo *Fresnel*” in quanto ricordano il procedimento che condusse il fisico Augustin-Jean Fresnel a inventare la lente che porta il suo nome, ottenuta “*frazionando*” una lente sferica in una serie di sezioni anulari concentriche, chiamate anelli di “*Fresnel*” (vedi Figura).



Figura 107: Lente di Fresnel

Giovanni Francia introdusse geniali e rivoluzionarie invenzioni negli impianti solari a concentrazione lineare e a concentrazione con ricevitore puntuale o centrale, rispetto a come questi erano stati concepiti fino ad allora. Invenzioni relative all'architettura generale, ai cinematismi degli specchi per l'inseguimento del sole, all'uso delle celle anti-irraggianti o a nido d'ape nella costruzione dei ricevitori o caldaie, particolari di grandissimo rilievo quest'ultimi che sono stati oggi rimpiazzati con efficienti superficie selettive, capaci di assorbire al massimo e riflettere al minimo la radiazione solare su di loro concentrata dagli specchi.

Francia va anche ricordato, oltre che per i suoi pionieristici impianti degli anni Sessanta, per essere stato l'ispiratore di *Eurelios* (vedi figura seguente), la prima grande centrale solare al mondo a concentrazione con ricevitore centrale Fresnel o a torre, costruita e collegata nel 1980 alla rete

elettrica di 1MW, ubicata nelle vicinanze di Adrano in provincia di Catania. Si trattò di un importante primato mondiale presto dimenticato in Italia.



Figura 108: Impianto Eurelios di Adrano

Sono poi quasi del tutto dimenticate e sconosciute, anche tra coloro che si occupano di energia solare, le pionieristiche imprese di Francia sugli impianti a concentrazione lineare Fresnel, culminate nella costruzione a Marsiglia, con la collaborazione di Marcel Perrot, tra il 1963 e il 1964, del primo impianto al mondo di questo tipo e i cui fondamentali dell'architettura impiantistica si ritrovano nell'attuale impianto CFLR di Kimberlina (Vedi Figura 109), il cui schema di funzionamento è rappresentato in Figura 110.



Figura 109: impianto CFLR di Kimberlina

Questo tipo di impianto presenta delle soluzioni vantaggiose e molto convenienti se paragonate agli altri impianti a concentrazione che sfruttano altre tipologie di specchi (come i parabolici): è più facile costruire più specchi quasi piani, anziché un grande specchio curvo, infatti è più facile costruire la relativa struttura di sostegno dato che gli specchi piani sono meno esposti alla

forza del vento e a parità d'aria degli specchi di raccolta della radiazione solare, il peso della struttura può essere minore del 30% rispetto a quelli parabolici. Inoltre essi permettono un uso ottimale del suolo, 70% contro il 33% delle parabole lineari, e hanno costi di installazione decisamente inferiori a causa del minore impegno di materiali.

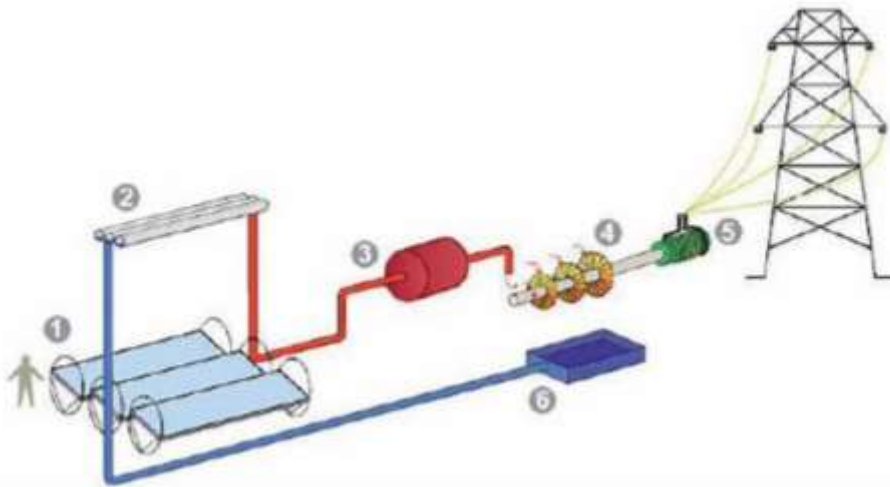


Figura 110: Schema di funzionamento impianto solare termoelettrico a concentrazione con specchi tipo Fresnel

Per contro il rendimento medio è inferiore a quello degli impianti a collettori lineari a causa della minore efficienza sia dei collettori (temperatura, ombreggiamenti, tubo ricevitore non isolato in vuoto) che del ciclo termodinamico. La riduzione di efficienza sarebbe comunque compensata dai costi inferiori.

La limitazione principale alla diffusione di questo concept è costituita dal fatto che per ora non è disponibile una tipologia di storage termico multiorario per impianti che producono direttamente vapore in campo, né si prevedono a breve sviluppi significativi in tal senso. Viceversa dove la legislazione permette l'integrazione con energia fossile potrebbe avere buone possibilità di sviluppo in concorrenza con gli altri sistemi più conosciuti.

È certamente anche merito di Francia se oggi importanti società hanno deciso di investire e scommettere su questa tecnologia. Ma è soprattutto merito di chi, come Mills, negli anni Novanta ha riscoperto questa tecnologia e ci ha creduto, investendovi anni di lavoro. Il CLFR fu concepito da Mills presso l'Università di Sydney e commercializzato nel 2004 in Australia dalla Solar Heat and Power. Nella sua versione attuale consentirebbe di realizzare a basso costo grandi campi solari dell'ordine delle centinaia di MW da ubicare in quelle zone del mondo dove la radiazione solare diretta è molto abbondante.

Il CLFR consta di componenti e sistemi (i lunghi specchi rettangolari; i relativi sostegni per l'inseguimento del sole; le torri di sostegno del ricevitore, ecc.) low-tech, fabbricabili localmente con materiali facilmente reperibili (acciaio, cemento, vetro), e componenti altamente sofisticate (elettronica di controllo; componentistica del ricevitore, dalle lenti di Fresnel alle superfici selettive) fabbricati con produzioni di massa. I moduli riflettenti Fresnel concentrano le radiazioni dirette verso un ricevitore stazionario che si trova a circa 15m di altezza dal suolo.

Il ricevitore contiene un riflettore secondario che dirige tutti i raggi provenienti dal riflettore primario verso un tubo assorbitore. Gli specchi, ciascuno ha una larghezza di circa mezzo metro, non sono completamente piani ma hanno una piccolissima curvatura, la quale è ottenuta attraverso processo meccanico.

Come è possibile vedere dalla figura 3.19 gli specchi del primario sono disposti in un certo numero di file che fanno sì che l'impianto avrà una larghezza totale di circa 30 metri. Il riflettore secondario non solo contribuisce ad aumentare il fattore di concentrazione degli specchi Fresnel ma contemporaneamente protegge il tubo assorbitore che ha un rivestimento-speciale.

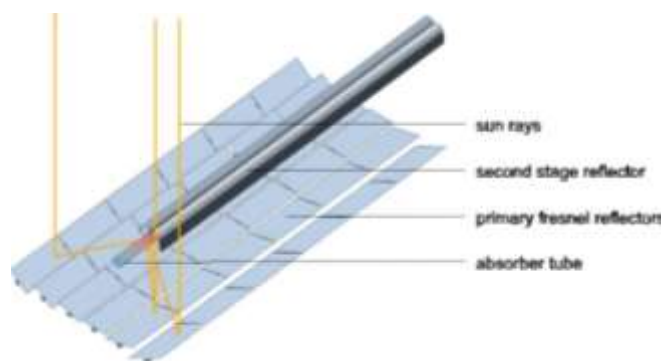


Figura 111: Collettore di Fresnel

In questo tubo si produce vapore con caratteristiche tali da poter essere inviato per azionare direttamente la turbina, che a sua volta aziona un generatore elettrico. Pertanto nell'impianto inventato da Mills, come avviene nelle tradizionali centrali elettriche, non è necessario un secondo fluido di lavoro al quale trasferire il calore tramite uno scambiatore. L'unico fluido di lavoro è l'acqua/vapore, che in pressione consente anche l'immagazzinamento del calore per quando non c'è il sole. Per la prima volta nella storia dell'elettricità solare questa soluzione promette quindi una concreta alternativa alle grandi centrali a combustibili fossili e nucleari nell'ambito della generazione elettrica centralizzata.

Si potrebbe quindi aprire la strada alla produzione di un'elevata quota dell'energia elettrica da fonte solare a livello mondiale. Secondo David Mills interi fabbisogni energetici degli Stati Uniti, in particolare quello elettrico e quello dei trasporti, potrebbero essere soddisfatti dall'installazione di impianti solari termici a concentrazione impegnando un'area degli assolati deserti statunitensi pari a quella di un quadrato di lato di 148 Km.

4.9 L'ACCUMULO TERMICO PER GLI IMPIANTI SOLARI TERMODINAMICI

Negli impianti solari termodinamici basati sulla generazione elettrica mediante turboalternatori, sussiste l'esigenza di mantenere stabili le condizioni del ciclo termico, in quanto le variazioni di regime influenzano in modo rilevante il rendimento medio complessivo di generazione. Fin dalla costruzione dei primi impianti si è reso necessario prevedere uno storage termico in grado di attenuare le veloci variazioni di potenza termica originate dalla variabilità delle condizioni meteo.

Le dimensioni degli storage erano calcolate per consentire il superamento di transienti di pochi minuti o la fermata della turbina in condizioni controllate. Questo tipo di storage, che potrebbe essere definito tattico, è strettamente funzionale all'impianto e di fatto non contribuisce ad incrementare la produzione netta annua.

Dalla seconda generazione di impianti, per tenere conto delle richieste provenienti dal settore elettrico o contenute nelle normative di incentivazione del ST (Solare termodinamico), è sorta l'esigenza di disporre di uno storage più strategico, in grado di prolungare in modo rilevante l'operatività dell'impianto anche in assenza della fonte solare. Questi storage comportano l'aumento del multiplo solare, ovvero della dimensione del campo solare a parità della potenza nominale, e portano all'aumento del numero di ore equivalenti di produzione annua.

La realizzazione degli storage termici di grandi dimensioni rappresenta una delle tematiche aperte più rilevanti per lo sfruttamento a grande scala dell'energia solare; al momento costituisce un elemento chiave di distinzione tra il ST e il solare fotovoltaico.

Si può meglio comprendere la grande importanza dello storage termico andando ad analizzare la Figura 112 in cui è descritto l'andamento ideale della produzione di un ipotetico impianto ST da 30 MWe dotato di storage termico equivalente a 4 ore di esercizio, durante una giornata estiva.

Si nota che l'energia termica prodotta dal campo solare viene immagazzinata dalle prime ore del mattino fino a poco prima del tramonto per poi essere utilizzata completamente fino alle 23 circa. Nella pratica l'utilizzo dello storage deve tenere conto di vari fattori, tra cui il valore dell'energia in rete, l'esigenza del mantenimento delle temperature minime notturne, la necessità di una partenza rapida al mattino successivo e le condizioni meteo previste per il giorno dopo. Nel corso della giornata la potenza elettrica equivalente fornita dal campo solare supera di oltre il 60% la potenza nominale, il che indica che il multiplo solare dell'impianto è dell'ordine di 1,6. La difficoltà della costruzione e della gestione di questo tipo di accumuli è risultata evidente fino dalle prime esperienze, in particolare quelle basate sulla generazione diretta di vapore nel ricevitore. I primi impianti a torre centrale disponevano quasi tutti di un sistema di storage di piccola taglia, di impiego tattico nella gestione del ciclo termico. Il loro funzionamento tuttavia è risultato poco soddisfacente, soprattutto per le ridotte dimensioni.

Nel 1984, nell'impianto SEGS I a parabole lineari a olio minerale, venne realizzato uno storage basato sull'olio stesso che svolgeva anche il ruolo di fluido primario. Il sistema era a due serbatoi a livello variabile, uno caldo e uno freddo, e permetteva una autonomia di 3 ore equivalenti. Lo schema di tale impianto è raffigurato in Figura 113.

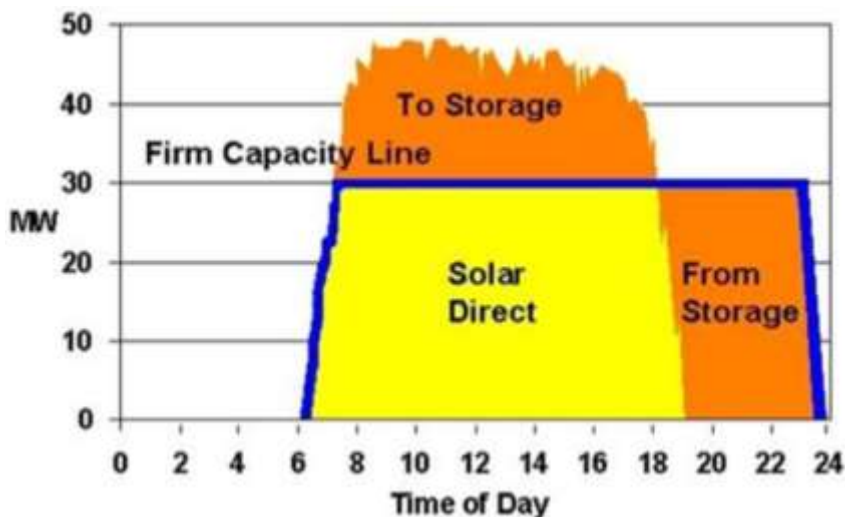


Figura 112: importanza dello storage termico

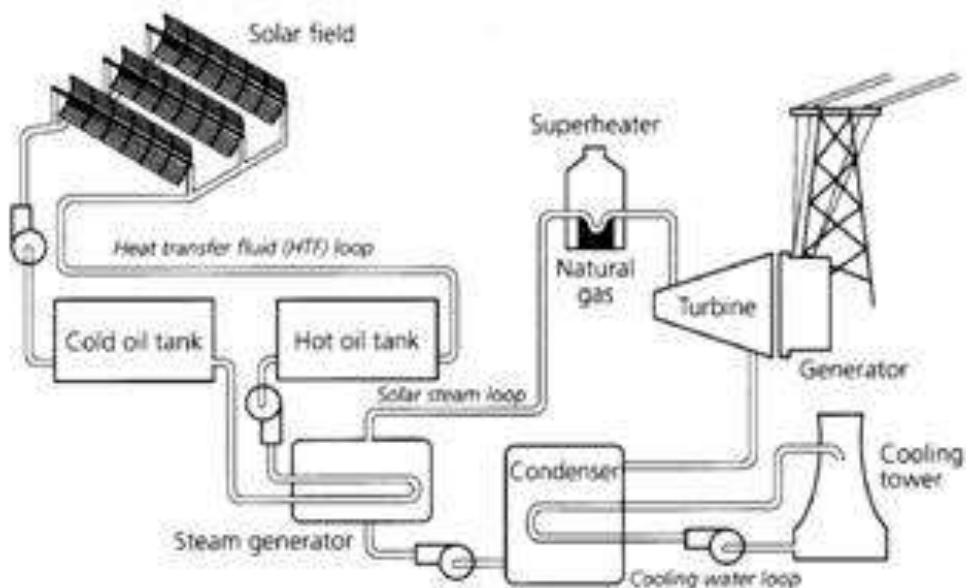


Figura 113: Impianto SEGS I con due serbatoi di accumulo

Questo concept, nel passaggio agli impianti SEGS successivi da 30 MWe avrebbe tuttavia portato a costi proibitivi, soprattutto a causa della massa di olio necessaria; lo storage termico fu sostituito con un caldaia a combustibile in grado di sostituire completamente la fonte solare, dando così origine al sistema ibrido che ha avuto il noto successo commerciale.

Nell'impianto Solar Two, nel 1996, venne realizzato un grande storage termico basato sul concetto di due serbatoi a sali fusi a temperatura differente. L'alta temperatura di fusione dei sali e la loro corrosività alle temperature maggiori crearono vari problemi di funzionalità che vennero tuttavia risolti nel tempo. A regime il sistema dimostrò una funzionalità soddisfacente che ha portato a ritenere fattibile la sua applicazione a scale molto più grandi.

Il sistema utilizzato a Solar Two costituisce il riferimento degli storage attuali degli impianti tipo Andasol e successivi, Archimede e Solar Tres.

La ricerca sullo storage termico ha indagato negli anni soluzioni diverse per schema di impianto e media termico, mettendo in evidenza di ciascuna pregi e limiti. Finora l'unica soluzione che ha raggiunto la fase commerciale è quella a due serbatoi a livello variabile; di seguito sono riportate alcune indicazioni di base su quelle più sperimentate:

Il sistema a due serbatoi a livello variabile:

Il fluido primario riscaldato nel ricevitore solare si accumula nel serbatoio caldo, quindi entra nel generatore di vapore dove cede la sua energia e si scarica nel serbatoio freddo. Dal serbatoio freddo ritorna nel ricevitore solare e ricomincia il giro.

Se la produzione di fluido caldo nel campo solare supera la portata ricevibile dal generatore di vapore, il livello del fluido sale nel serbatoio caldo e scende in quello freddo; viceversa se la portata di fluido dal campo solare è insufficiente, viene prelevato del fluido dal serbatoio caldo, il livello in questo serbatoio scende mentre sale in quello freddo.

La presenza di due serbatoi complica l'impiantistica con notevole aumento dei costi, d'altra parte questo sistema garantisce che la temperatura di ingresso al generatore di vapore resti quasi costante fino all'esaurimento di tutto il calore accumulato, a beneficio dell'efficienza dell'intero impianto.

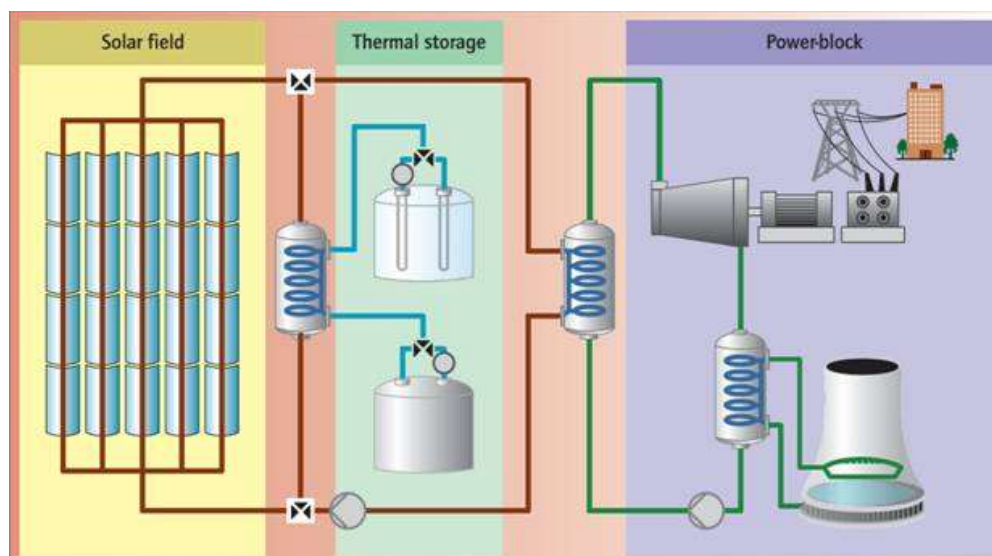


Figura 114: tipologia di accumulo con due serbatoi per impianti di tipo Andasol

Il sistema a scambiatori multipli per la generazione diretta di vapore

Un esempio di tale tipologia di storage è rappresentata in Figura 114 in cui è raffigurato lo schema degli impianti tipo Andasol, il quale prevede un grande storage termico a sali fusi a due

serbatoi a livello variabile con una capacità equivalente di 7 ore circa, si tratta del più grande sistema di storage realizzato per il ST ed è nei fatti l'unico utilizzato negli impianti di recente costruzione. Il sistema è posizionato in parallelo al campo solare e lo sostituisce durante le ore di mancanza di sole.

Il sistema oltre al generatore di vapore a olio richiede anche uno scambiatore olio - sali fusi. Nel progetto Archimede invece, dove il sale fuso circola direttamente nei collettori, non esiste il circuito a olio ed è presente solo il generatore di vapore a sali fusi.

La generazione di vapore diretta in campo, finora provata solo negli impianti a torre centrale e in quelli sperimentali a collettori di Fresnel, se da un lato evita il ricorso ad un fluido primario, dall'altro da luogo al problema dell'accumulo dell'energia termica. Di regola la produzione di vapore è distinta in tre fasi: il riscaldamento dell'acqua alimento, l'evaporazione e il surriscaldamento. Durante la fase di carica dell'accumulo termico il vapore, cedendo calore al media, ripercorre le tre fasi al contrario arrivando in teoria a ricondensarsi in acqua. Nella fase di recupero del calore accumulato, l'acqua di alimento si trasforma in vapore surriscaldato da inviare alla turbina.

Nelle tre fasi, che coprono tre differenti range di temperature, il fluido acqua-vapore presenta caratteristiche termoidrauliche molto diverse e quindi lo storage termico deve accumulare, e in seguito cedere, il calore in condizioni altrettanto distinte. Per questo motivo questo sistema prevede tre differenti sezioni, ciascuna con proprie caratteristiche. Si tratta in principio di tre scambiatori, ciascuno dei quali contiene un media specifico, ad esempio, cemento per la fase di riscaldamento dell'acqua e quella di surriscaldamento e sale fuso per la fase di evaporazione. In particolare in questa sezione lo scambio di calore deve avvenire a temperatura quasi costante e per questo motivo la miscela di sali deve avere un punto di fusione vicino a quella di evaporazione/condensazione della miscela acqua/vapore alla pressione stabilita.

In questi tipi di scambiatori il vapore fluisce in una matrice di tubi all'interno del media di storage (non può esservi contatto diretto con il vapore). Per tener conto delle situazioni di accumulo nelle diverse sezioni (termoclini nelle sezioni con cemento) e dell'entalpia del vapore da surriscaldare o da condensare, il sistema deve permettere un accurato controllo dei flussi di vapore con una considerevole complicazione dell'impiantistica. Finora sono state condotte varie esperienze, utilizzando anche media diversi, senza che sia stata proposta una soluzione dimostrativa di dimensione significativa. A titolo di esempio lo schema di una tale tipologia di accumulo è rappresentata in Figura 115.

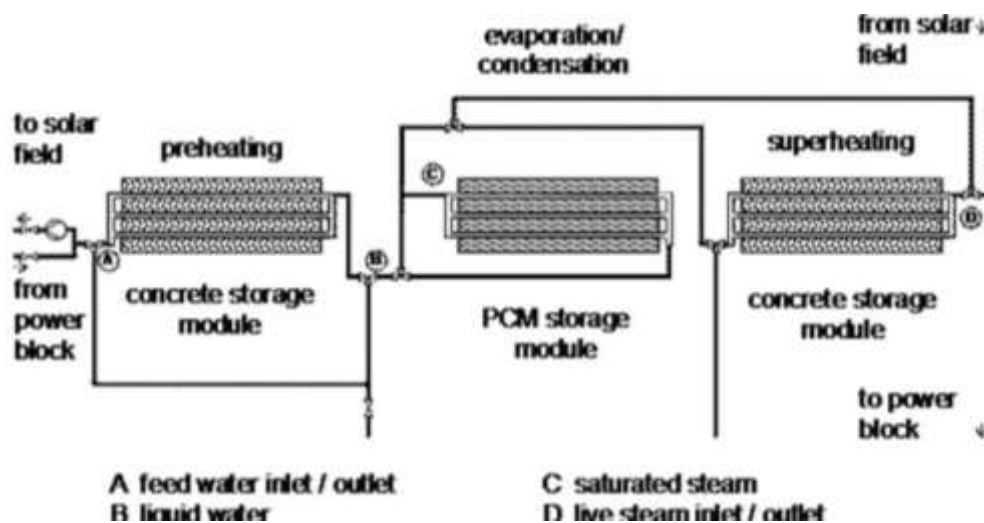


Figura 115: sistema di storage per la Direct Steam Generation DSG

5. IMPIANTI SOLARI FOTOVOLTAICI

Un altro interessante sistema di produzione di energia elettrica direttamente dall'energia solare è dato dai sistemi fotovoltaici. Questi hanno avuto un grande interesse di ricerca con l'industria aerospaziale, fin dagli anni '50, e in particolare per fornire energia elettrica ai satelliti.

5.1 FISICA DI BASE DELLE CELLE FOTOVOLTAICHE

La Fisica di base per il funzionamento di questi dispositivi è molto interessante e si basa anche su considerazioni quantistiche. In Figura 116 si ha la legge di emissione radiativa di Planck relativa ad un corpo ideale detto *corpo nero* e in Figura 117 si ha la rappresentazione grafica della stessa legge.

$$F(\lambda) = \frac{2\pi hc^2}{\lambda^5 \left(\exp\left(\frac{hc}{\lambda kT}\right) - 1 \right)}$$

F : radianza spettrale	h : costante di Planck
λ : lung. d'onda della luce	c : velocità della luce
T : temperatura della sorgente	k : costante di Boltzmann

Figura 116: Legge di Planck per l'emissione radiativa del corpo nero

L'intervallo di lunghezze d'onda fra 380 e 780 nm riveste grande importanza per l'Uomo perché esso si riferisce a radiazioni capaci di impressionare la retina degli occhi e quindi produrre la visione. Noi chiamiamo **luce** la radiazione elettromagnetica compresa in questo intervallo: dalla Figura 117 e dalla Figura 118 si può osservare come la luce visibile rappresenti circa il 30% della radiazione solare fra 0 e 2500 nm (*radiazioni di bassa lunghezza d'onda*).

Nella Figura 118 si ha, sovrapposta alla distribuzione radiativa di un corpo nero a 5879 K, la distribuzione della radiazione solare a livello del mare: si osservino i picchi di assorbimento dovuti ai gas presenti nell'atmosfera. Nella stessa figura è rappresentato l'intervallo di lunghezza d'onda della luce visibile, come sopra indicato, e si può osservare come, a causa dei picchi di assorbimento suddetti, la percentuale di queste radiazioni visibili è di circa 40-45% (*a seconda dell'altitudine e della trasparenza atmosferica*).

Tutti i corpi a temperatura $T > 0$ K emettono radiazioni elettromagnetiche che in genere non vediamo perché al di fuori dell'intervallo di visibilità. Alcuni corpi, ad esempio i filamenti delle lampade, a temperatura elevata (*in genere al di sopra 1000 K*) emettono radiazioni visibili, come si può osservare in Figura 119 ove si riporta anche la radiazione solare per confronto. In base alla teoria quantistica ad ogni radiazione è associata una energia data dalla relazione:

$$E = h\nu = \frac{h}{\lambda}$$

Con h costante di Planck, ν la frequenza e λ la lunghezza d'onda della radiazione considerata.

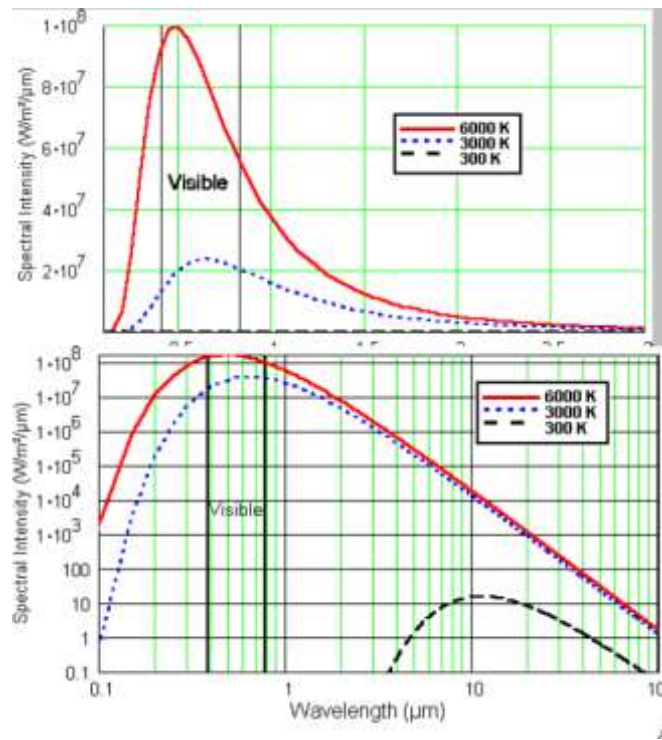


Figura 117: Distribuzione radiativa del corpo nero

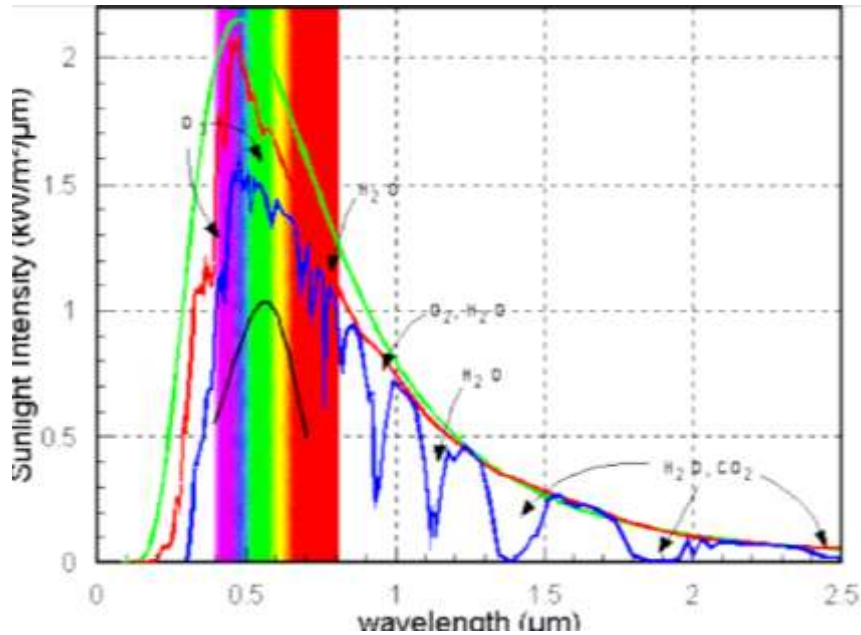


Figura 118: Distribuzione reale della radiazione solare

Se consideriamo giunzioni di particolari semiconduttori, caratterizzati da avere una matrice silicea con l'aggiunta di elementi droganti di tipo p se rendono libere cariche positive e di tipo n se rendono cariche negative, si fare in modo (*selezionando opportunamente la tipologia e i materiali costitutivi*) che la radiazione solare di particolare lunghezza d'onda (*e quindi particolare energia*) liberi una carica elettrica che può essere sottoposta ad un campo elettrico esterno e quindi dare una corrente elettrica.

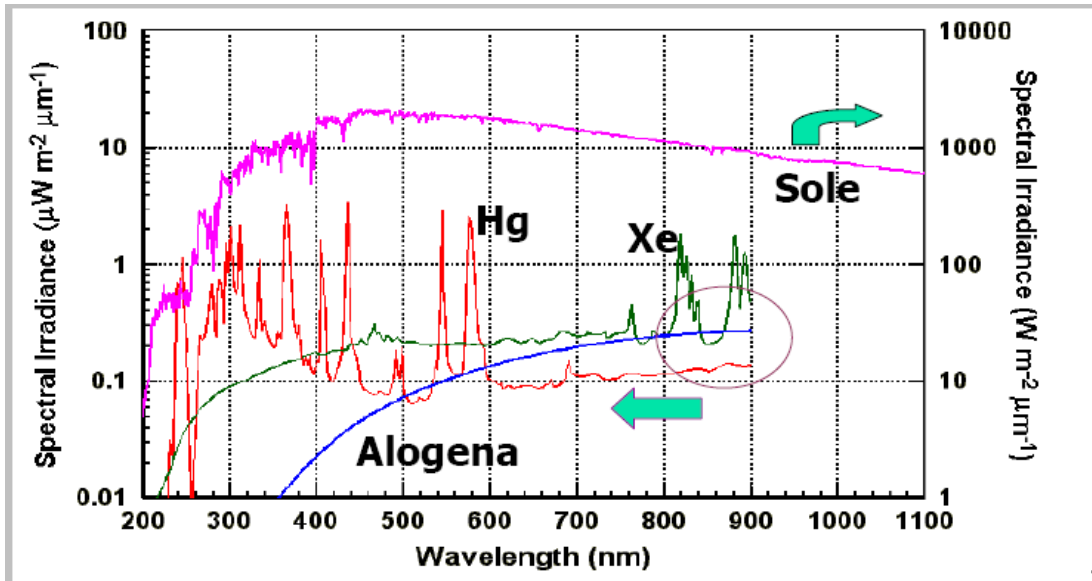


Figura 119: Distribuzione dello spettro di alcune sorgenti luminose

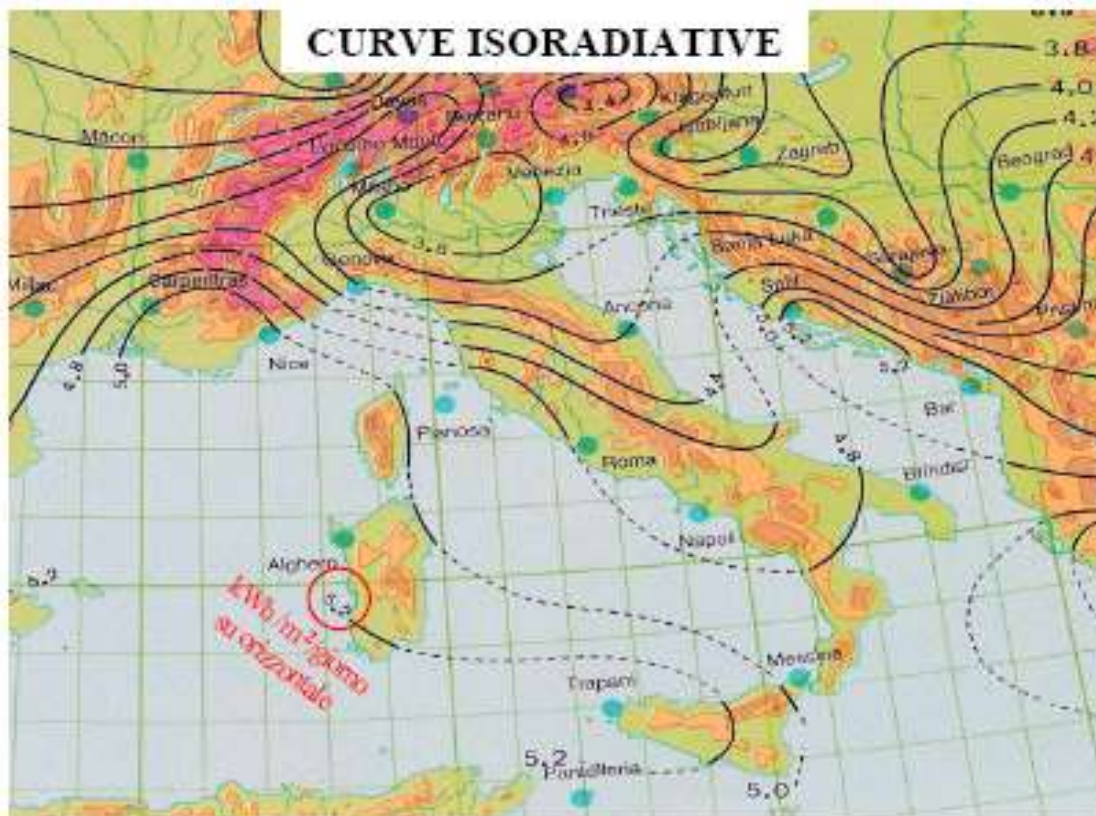


Figura 120: Curve isoradiative per l'Italia

In Figura 121 sia ha una sezione di una cella fotovoltaica con l'indicazione degli strati di semiconduttori: un fotone di energia $h\nu$ opportuna può rompere il legame che lega la carica elettrica alla struttura cristallina del semiconduttore rendendola libera e quindi disponibile per il circuito di polarizzazione esterno, come schematizzato in Figura 122. La corrente che una cella fotovoltaica può rendere disponibile all'utilizzatore (cioè *al carico esterno*) dipende dalla tensione di alimentazione ed è riportata in curve dette *caratteristiche* delle celle, come rappresentato in figura.

Si tratta comunque di corrente continua che deve poi essere convertita in corrente alternata mediante particolari dispositivi detti *inverter* prima di essere inviata ad una utenza domestica.

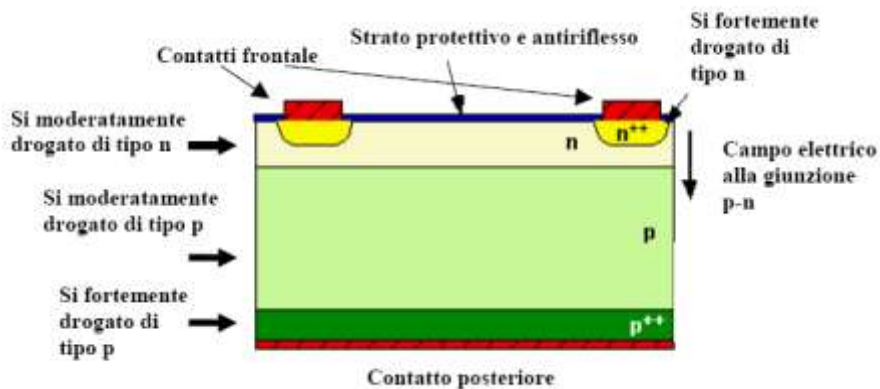


Figura 121: La cella fotovoltaica

Il rendimento massimo teorico della trasformazione di energia solare in energia elettrica è del 32%. Le celle fotovoltaiche attualmente disponibili hanno un rendimento dal 10% al 28 % circa, ma sono allo studio celle avanzate con rendimenti molto maggiori.

Ad esempio il rendimento delle celle fotovoltaiche ad arseniuro di gallio-antimoniuro di gallio raggiunge una efficienza del 35%, con un costo di produzione dell'energia elettrica cinque volte maggiore di quello con celle tradizionali. In Figura 124 si ha uno schema elettrico semplificato per un utilizzo domestico dei sistemi fotovoltaici.

Si osservi che la produzione di energia elettrica è *sincrona* con la disponibilità della radiazione solare e pertanto solo durante le ore diurne possiamo produrre energia elettrica.

Se vogliamo utilizzare nelle ore serali l'energia elettrica prodotta di giorno dalle celle fotovoltaiche dobbiamo accumularla in accumulatori elettrici in modo da avere un uso asincrono dalla radiazione solare. Questo ulteriore dispositivo di accumulo rende critico l'intero processo di produzione di energia elettrica mediante le celle fotovoltaiche perché si tratta di un dispositivo costoso e di durata limitata.

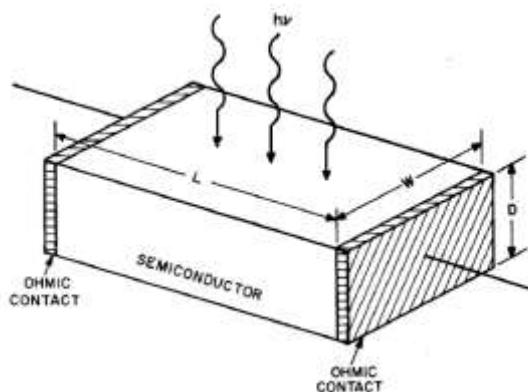


Figura 122: Schema di funzionamento della cella fotovoltaica

In definitiva perché si possa avere un *sistema fotovoltaico* occorre avere almeno tre componenti: il generatore fotovoltaico, il sistema di accumulo e il sistema meccanico di supporto delle celle fotovoltaiche (vedi Figura 125).

Le celle fotovoltaiche sono di solito raggruppate in matrici in modo da ottenere una tensione ed una corrente nominale meglio utilizzabile nelle applicazioni domestiche o industriali.

I moduli, di solito composti da 36 celle, sono assemblati come indicato in Figura 127 e in Figura 129 e in Figura 128 ove sono visibili le connessioni elettriche interne delle celle.

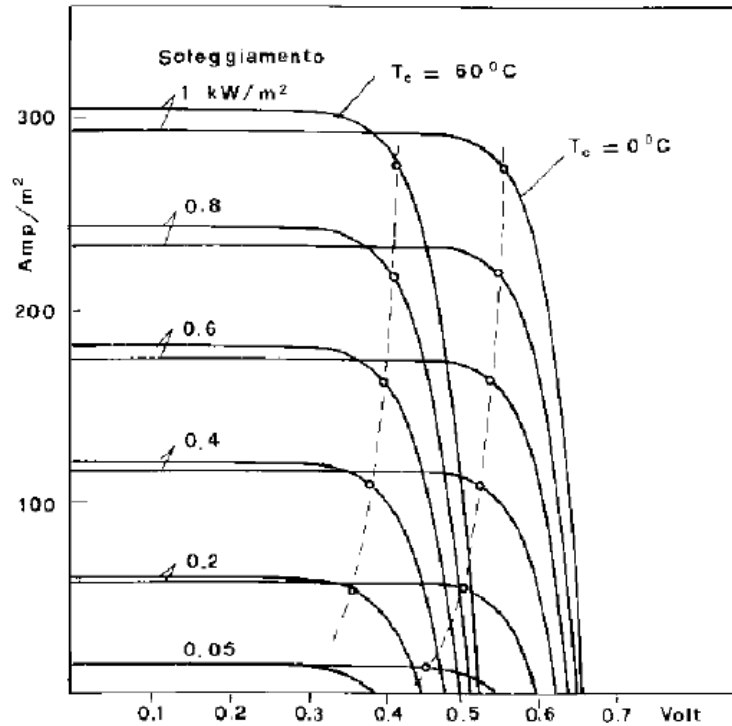


Figura 123: Esempio di curve caratteristiche per una cella fotovoltaica

In pratiche i moduli fotovoltaici sono dei pannelli di dimensioni di 30-40 cm x 60 – 80 cm (con potenza di circa 40- 50 W di picco) che debbono essere posizionati in modo opportuno in modo da raccogliere la maggiore quantità di energia solare.

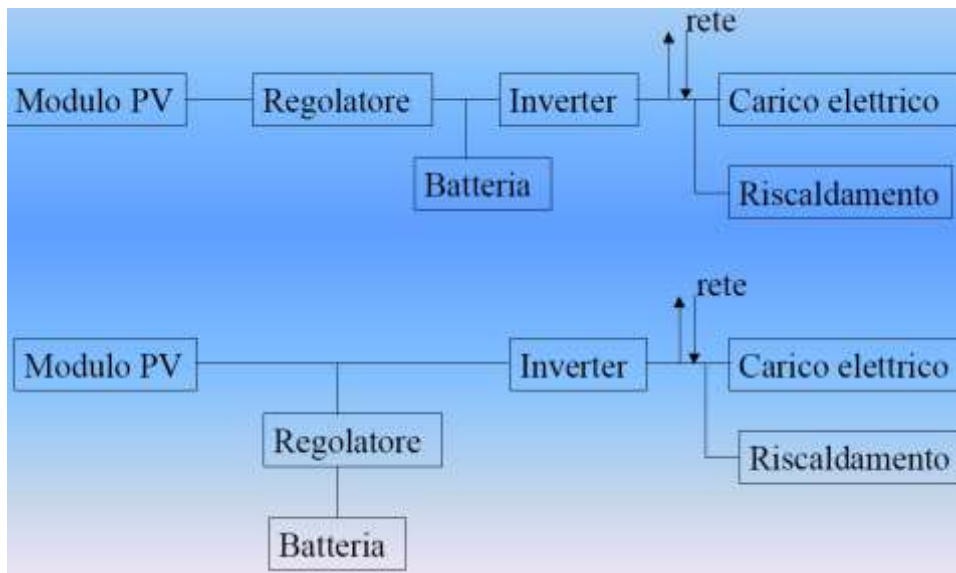


Figura 124: Configurazione di rete in sistemi residenziali




- Generatore fotovoltaico 
- Sistema di accumulo 
- Sostegni e supporti meccanici 

Figura 125: Componenti fondamentali di un sistema fotovoltaico

Per fare questo si utilizzano dei sistemi di supporto che possono essere fissi o mobili (*per inseguire il sole nel suo cammino apparente*), come illustrati in Figura 130. In ogni caso la posa in opera dei pannelli solari fotovoltaici pone gli stessi problemi dei sistemi a collettori piani di tipo termico visti nel paragrafo precedente.

Si deve sempre risolvere un problema di tipo *architettonico* che pone anche, in sub ordine, problemi di *impatto visivo* non indifferenti.

Nelle figure seguenti si hanno esempi di installazione di pannelli solari in edifici sfruttando le superfici orizzontali (*tetti*), verticali (*pareti*) o inclinate.

Si osserva che l'impatto visivo è uno dei maggiori ostacoli all'utilizzo dei sistemi solari aventi superfici di captazione di dimensioni non trascurabili.

SPECIFICHE

Cella	Celle solari di silicio multicristallino di 125mm di lato
Numero di celle e connessioni	72 in serie
Applicazione tipica	Per sistemi a batteria CC 24 V
Tensione massima di sistema	600 V CC
Corrente nominale dei fusibili	10 A
Potenza di picco	156,8 W (minima)
Dimensioni	1575 x 826 x 46 mm
Peso	17 kg
Conformità	CE, TÜV

TOLLERANZE

Parametri	Valori	Unità
Temperatura di utilizzo	da -40 a +90	°C
Temperatura di stoccaggio	da -40 a +90	°C
Tensione di isolamento dielettrico	2200 max	V CC

TERMINALI DI USCITA

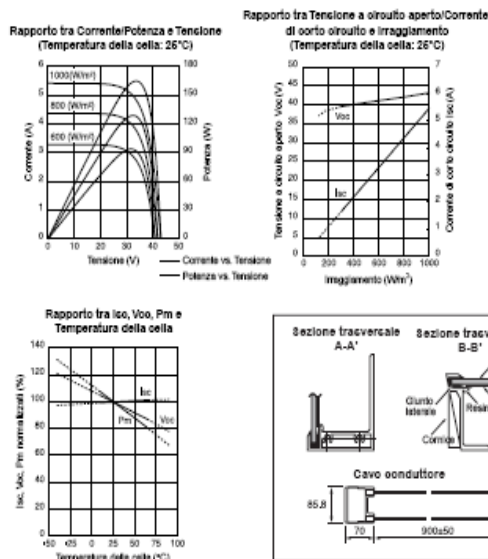
Tipo di terminale	Cavo precablato a conness. rapida
-------------------	-----------------------------------

CARATTERISTICHE ELETTRICHE

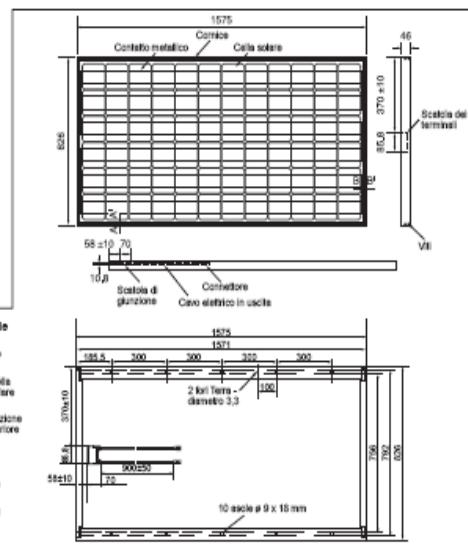
Modello	NE-Q5E2E				Condizioni
	Parametri	Simbolo	Minimo	Tipico	
Tensione a circuito aperto	Voc	-	43,1	V	Irraggiamento 1000 W/m ²
Tensione alla massima potenza	Vpm	-	34,6	V	
Corrente di corto circuito	Isc	-	5,46	A	
Corrente alla massima potenza	Ipm	-	4,77	A	Temperatura del modulo: 25°C
Potenza di picco*	Pm	156,8	165,0	W	
Efficienza della cella	ηc	-	14,6	%	
Efficienza del modulo	ηm	-	12,7	%	

* Tolleranza ± 5%

CURVE CARATTERISTICHE



DIMENSIONI



In assenza di conferma mediante specifici protocolli tecnici, SHARP non si assume nessuna responsabilità per ogni problema che nascesse dall'utilizzo di pannelli SHARP mostrati in brochures e cataloghi.

* Design e specifiche tecniche soggette a cambiamento senza preavviso

Figura 126: Caratteristiche tecniche e costruttive di un pannello fotovoltaico

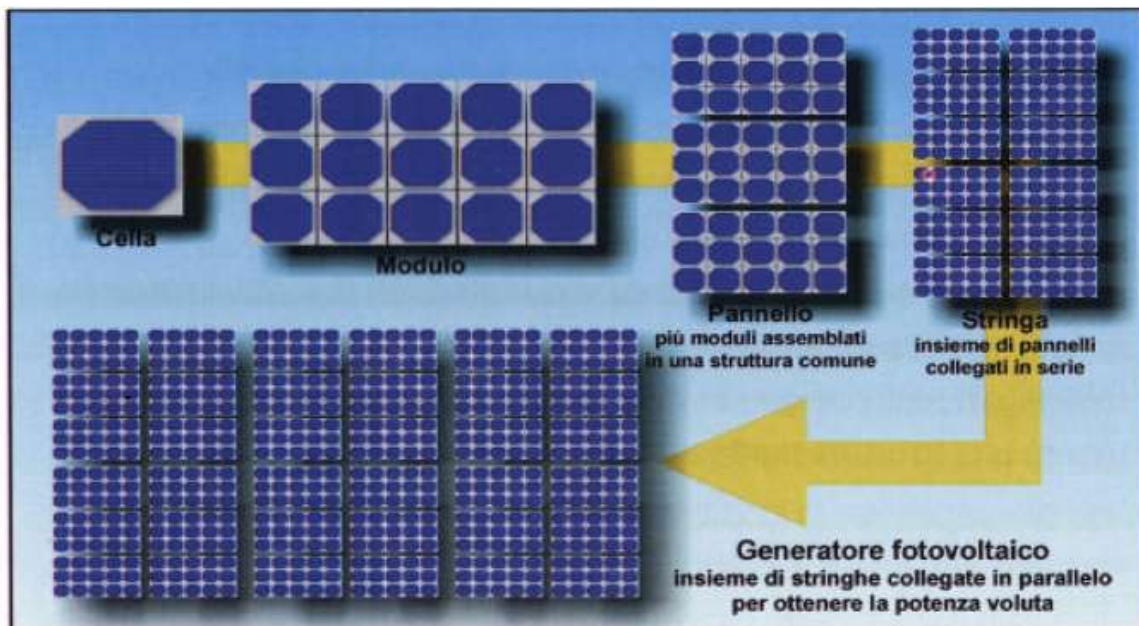


Figura 127: Modulo di celle fotovoltaiche

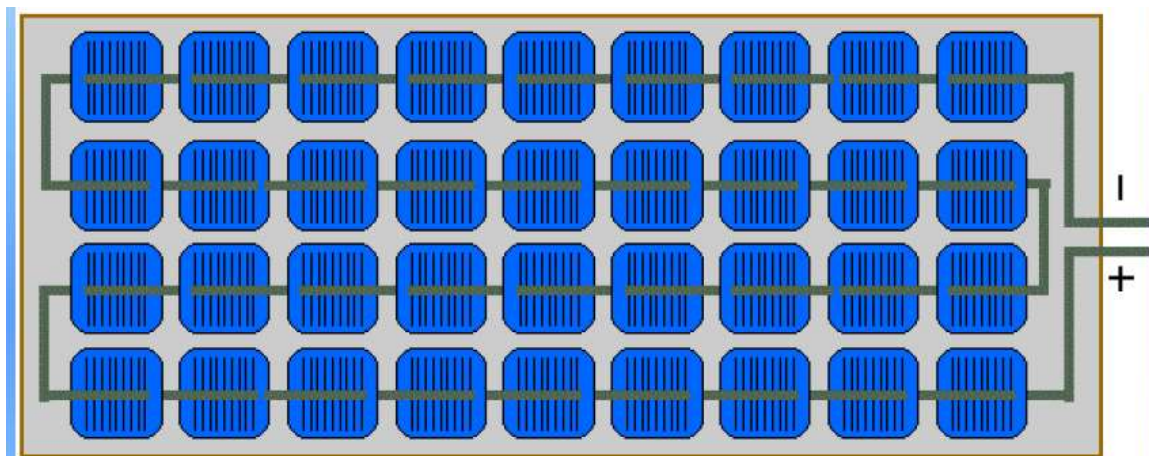


Figura 128: Connessione circuitale dei moduli fotovoltaici



Figura 129: Particolare dell'array di celle fotovoltaiche



Figura 130: Tipologia di posa a inseguimento, a cavalletto, su pali

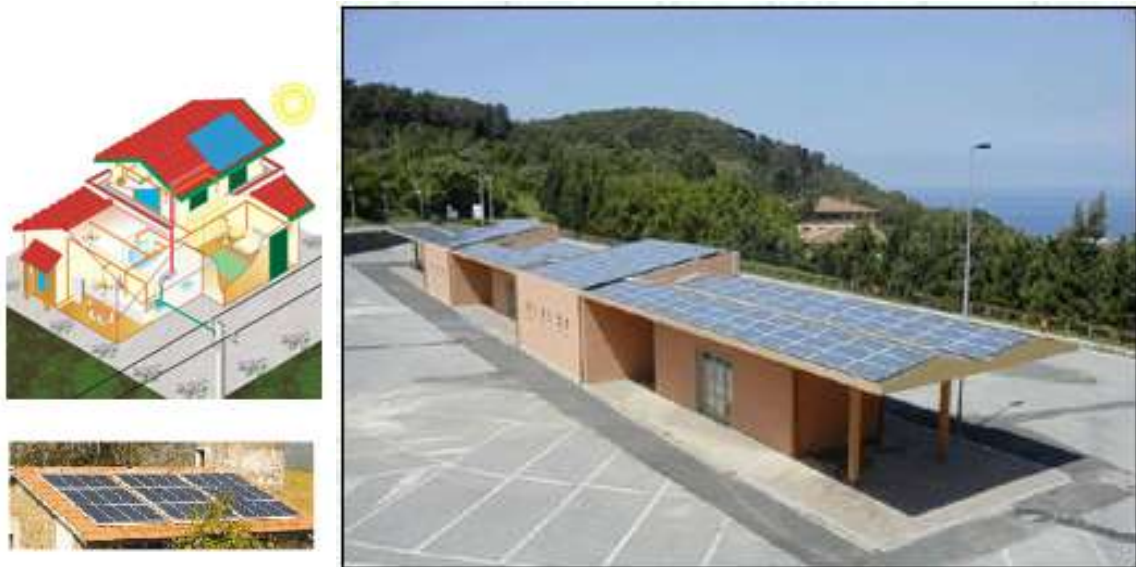


Figura 131: Tetto fotovoltaico - Esempio di installazione



Figura 132: Particolari di installazione sui tetti

Dal punto di vista dell'incidenza dei sistemi fotovoltaici sul totale dei consumi elettrici in Italia si deve osservare che siamo ancora lontani dall'aver apporti significativi. Il costo dei sistemi fotovoltaici è ancora elevato a causa, fra l'altro, del ridotto mercato presente.



Figura 133: Installazione su facciate verticali

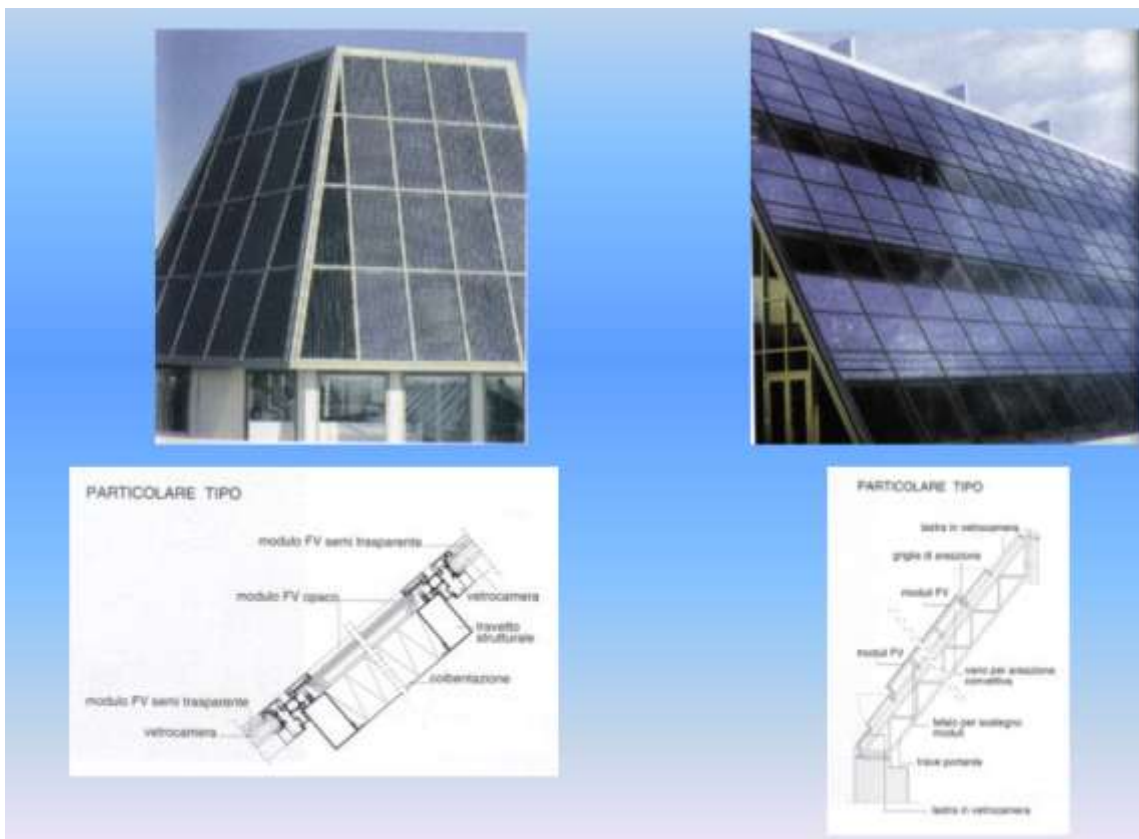


Figura 134: Installazione su facciate inclinate

Lo Stato, in relazione all'attuazione degli accordi di Kyoto per la riduzione di circa il 6.6% dei gas serra, fornisce contributi significativi ai privati per l'installazione dei soffitti solari – fotovoltaici e in più consente di avere un contratto di allacciamento con la rete elettrica nazionale tale da evitare l'installazione, se si vuole, degli accumulatori elettrici.

In pratica durante il giorno l'energia prodotta viene venduta al Gestore della Rete e di sera viene riacquistata: la rete elettrica nazionale fa da accumulatore elettrico. Il vantaggio che si ha è immediato: durante le ore di maggiore insolazione si ha anche il maggior carico elettrico e pertanto la cessione in rete di energia elettrica riduce l'esigenza di importazione di energia dall'estero.

Tuttavia si osserva che quando si è data applicazione alla L. 9/91 (*Piano Energetico Nazionale*) favorendo la produzione privata di energia elettrica si è incentivata la vendita dell'energia prodotta con un provvedimento, noto come **CIP 6**, che vedeva il prezzo del kWh venduto all'ENEL pari a circa 200 L di allora.

Successivamente, esaurita la fase iniziale di incentivazione, si è posto fine al CIP 6 e in più l'ENEL (ora *Gestore Nazionale Rete Elettrica*) non accetta più la vendita di energia elettrica autoprodotta se non con potenze e certe garanzie che solo grandi produttori possono fornire.



Figura 135: Installazione di pannelli nell'isola di Vulcano – Potenza 80 kWep

Questa politica si è rivelata disastrosa sia per l'esistenza dei piccoli produttori di energia elettrica sia per lo sviluppo dei sistemi di *cogenerazione* (dei quali si parlerà più avanti) limitando, di fatto, l'interazione con la rete elettrica (serbatoio elettrico).

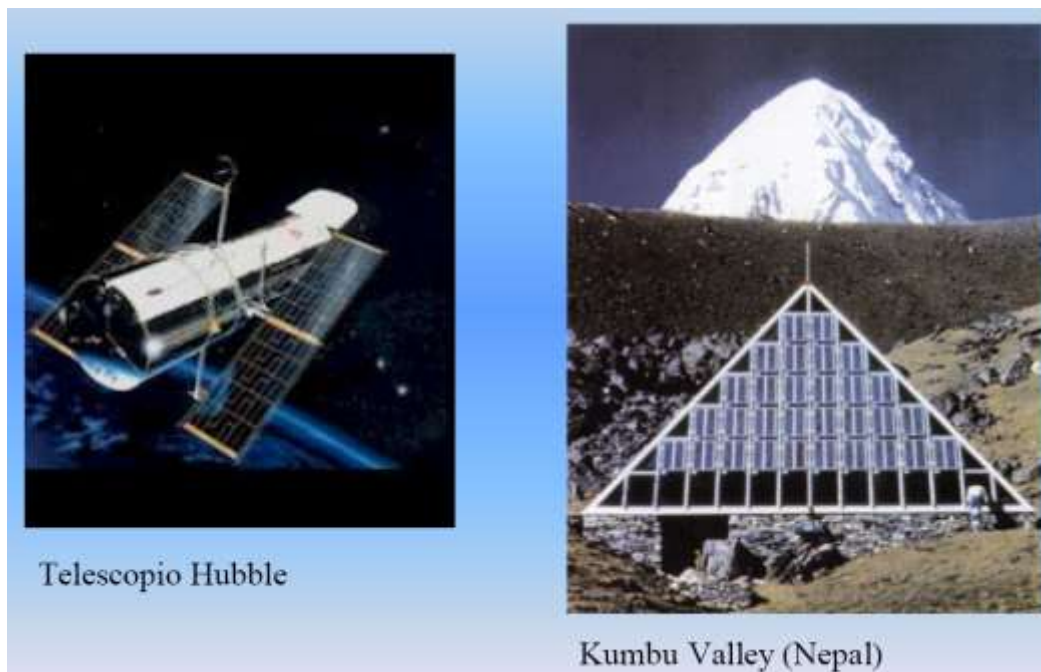
Si ha un fondato sospetto che si percorrerà la stessa strada anche per la vendita in rete di energia elettrica autoprodotta con sistemi fotovoltaici non appena si esaurirà la spinta incentivante iniziale. Del resto tutte le misure di incentivazione hanno durata limitata!

Si vedrà negli anni prossimi se anche per l'energia fotovoltaica si avrà un insuccesso come quello avuto con l'energia solare termica. si ricorda ancora la campagna dell'ENEL per gli scaldi acqua solari che non ha innescato la nascita di un mercato autosufficiente dei pannelli solari.

I sistemi fotovoltaici si prestano bene anche per la costruzione di piccole centrali di potenza come quella di *Vulcano* da 80 kWep (vedi Figura 135) e di *Serre* (vedi Figura 136) da 3.3 MWep.



Figura 136: Impianti da 3.3 MWep di Campo Serre (Salerno)



Telescopio Hubble

Kumbu Valley (Nepal)

Figura 137: Installazioni particolari di pannelli fotovoltaici

Probabilmente i costi di installazione iniziali sono ancora elevati e i tempi di *pay back* non proprio esaltanti, tuttavia le centrali fotovoltaiche offrono numerosi vantaggi che spesso non hanno un riscontro economico. Esse sono ecologiche, sono compatibili con lo sviluppo sostenibile e possono essere installate in luoghi che presentano problemi di logistica notevoli, come per la centrale di *Vulcano* o in genere là dove si ha una scarsa accessibilità ai luoghi, come illustrato in Figura 137.

5.2 DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO FOTOVOLTAICO

Per dimensionare gli impianti fotovoltaici si utilizzano gli stessi dati già visti in precedenza per la disponibilità dell'energia solare. Si rimanda al §2.4 per ulteriori dettagli.

5.2.1 CRITERI DI DIMENSIONAMENTO DEGLI IMPIANTI FOTOVOLTAICI

I sistemi fotovoltaici possono vantaggiosamente essere utilizzati per:

- *Sistemi autonomi (stand alone)*
- *Sistemi connessi alla rete (grid connected)*
- *Centrali fotovoltaiche*
- *Sistemi integrati negli edifici*

Nel caso dei sistemi autonomi si hanno utenze difficilmente collegabili alla rete perché ubicati in aree poco accessibili. In genere le utenze con bassi consumi di energia non rendono conveniente il costo dell'allacciamento (esempio tipico delle utenze nelle isole). Per le utenze connesse alla rete si utilizza come sistema di accumulo la rete principale. In questo caso si utilizzano contatori bidirezionali. Senza lo scambio con la rete si dovrebbero utilizzare gli accumulatori di energia con conseguenti alti costi.

Controllo di potenza

Per regolare la tensione in uscita dalle celle fotovoltaiche occorre un sistema di controllo (*BOS Balance Of System*) che ne mantenga costanti i valori. Le funzioni svolte sono:

- *Regolatore di cariche delle batterie preservando gli accumulatori da un eccesso di carica o scarica;*
- *Dispositivo di inseguimento del punto di massima potenza;*
- *Convertitore CC/CA o inverter nel caso si richieda la CA per l'utenza o questa sia connessa in rete;*
- *Dispositivo di controllo per adattare la tensione alla rete (filtraggio delle armoniche e rifasamento).*

Potenzialità del fotovoltaico

La quantità di energia elettrica prodotta dipende:

- *Dalla superficie dell'impianto*
- *Dalla posizione dei moduli (angolo rispetto all'orizzontale ed angolo di orientamento rispetto al Sud)*
- *Radiazione solare incidente sul sito*
- *Efficienza dei moduli*
- *Efficienza del sistema di regolazione (BOS)*
- *Temperatura di funzionamento.*

Se si ipotizza che il modulo fotovoltaico presenti un'efficienza linearmente dipendente dalla temperatura si ha la relazione:

$$\eta = \eta_R [1 - \beta(T_c - T_R)]$$

Ove η_R è il prodotto dell'efficienza di riferimento della cella per il fattore di riempimento del modulo mentre T_R è la temperatura di riferimento per l'efficienza precedente. β è il coefficiente di efficienza di temperatura della cella.

Un bilancio energetico del modulo fotovoltaico fornisce la potenza elettrica utile prodotta:

$$E = AI_{\beta}\tau\eta = AI_{\beta}\tau\alpha - AU_L(T_c - T_a)$$

Ove I_{β} è l'intensità dell'energia solare incidente sul piano del modulo;

- U_L è il coefficiente di dispersione termica del modulo;
- τ la trasmittività solare della copertura protettiva;
- α il fattore di assorbimento della cella

Tenendo conto che U_L è almeno un ordine di grandezza maggiore del gruppo $\tau\alpha$ si ottiene la seguente espressione approssimata per il rendimento (sottostimata al 5%):

$$\eta = \eta_R \left\{ -\beta(T_a - T_R) - \frac{\beta\tau\alpha I_{\beta}}{U_L} \right\}$$

La media mensile dell'energia elettrica giornaliera prodotta dalla cella si ottiene integrando sul mese il valore istantaneo e dividendo per il numero N di giorni del mese:

$$\bar{E} = \frac{1}{N} \int_{mese} E dt = \int_{mese} AI_{\beta}\tau\alpha\eta dt = A\tau\bar{H}_b\bar{\eta}$$

Dove \bar{H}_b è la media mensile della radiazione solare giornaliera incidente sul piano del modulo, τ è il valore medio mensile della trasmittività.

Il valore medio mensile dell'efficienza del modulo è dato da:

$$\bar{\eta} = \frac{\int_{mese} \eta I_{\beta} dt}{\int_{mese} I_{\beta} dt} = \frac{\eta_R}{N\bar{H}_b} \left[\int_{mese} I_{\beta} dt - b \int_{mese} (T_a - T_R) I_{\beta} dt - \frac{\beta}{U_L} \int_{mese} \tau\alpha I_{\beta}^2 dt \right]$$

Il primo integrale è la radiazione solare mensile sulla superficie del modulo, il secondo integrale è la differenza fra la temperatura ambiente media mensile pesata con l'intensità della radiazione T_a e la temperatura di riferimento mentre il terzo integrale va valutato in termini del prodotto medio mensile trasmittività - assorbimento ed una variabile adimensionale V definita come:

$$V = \frac{n \int_{mese} I_{\beta}^2 dt}{N\bar{H}_b^2 \beta}$$

Con n numero di ore o di secondi nel giorno. La variabile di riferimento viene espressa nella forma:

$$V = aX^2 + bX + c$$

Con i seguenti valori:

$$X = \frac{\frac{\bar{R}}{\bar{R}_n}}{\left(\omega_s 1,548\bar{K}_h \right) + \left(\left(1 - 1,548\bar{K}_h \right) \omega_s \right)}$$

Ove si hanno:

$$a = 12,16\bar{K}_h^2 - 9,88\bar{K}_h + 0,80$$

$$b = -1,90\bar{K}_h^2 - 9,79\bar{K}_h + 10,15$$

$$c = 2,04\bar{K}_h^2 + 1,23 - 0,58$$

Con \bar{K}_h indice di trasparenza atmosferica e con il simbolismo già visto per il calcolo della radiazione solare.

Resa Nominale di un impianto fotovoltaico

La resa nominale annua di un impianto fotovoltaico dipende dall'insolazione nel sito di installazione. A grandi linee vale la seguente tabella:

Produzione del fotovoltaico in Italia: i principali parametri		
ZONA D'INSTALLAZIONE	PRODUZIONE IN KILOWATTORA/ANNO PER KWP INSTALLATO	ESH (EQUIVALENT SUN HOURS)
Nord Italia	1.100 kWh/kWp/anno	3 kWh/mq/giorno
Centro Italia	1.300 kWh/kWp/anno	4 kWh /mq/giorno
Sud Italia	1.500 kWh/kWp/anno	5 kWh /mq/giorno

Tabella 5: Resa energetica nominale media in Italia

Questi dati possono essere utili per una progettazione di massima delle superfici di captazione degli impianti fotovoltaici.

Il parametro ESH indica quanti kWh produce mediamente in un giorno un metro quadrato di pannelli fotovoltaici. Lo spazio disponibile ed il luogo di installazione, inoltre, può influenzare la scelta sul tipo di pannelli da utilizzare: monocristallini, policristallini o amorfi.

I primi ed i secondi hanno una produzione maggiore in meno spazio, ma hanno bisogno della luce diretta del sole per lavorare bene. I moduli in silicio amorfo, invece, hanno un'efficienza minore (cioè hanno bisogno di maggiori superfici), ma sono più produttivi anche in condizioni di luce "diffusa" (non "diretta") e di alte temperature.

Pannello fotovoltaico in silicio Monocristallino	Efficienza del 17-20%
Pannello fotovoltaico in silicio Policristallino	Efficienza di circa 13%
Pannello fotovoltaico in silicio Amorfo	Efficienza di circa l'8%

Tabella 6: Efficienze medie dei pannelli fotovoltaici

6. ENERGIA EOLICA

Una fonte di energia certamente rinnovabile e assolutamente eco-compatibile è quella eolica. L'energia eolica, a stretto rigore, altro non è che una forma indiretta di energia solare, poiché il movimento delle masse d'aria è innescato dalle disuniformità nel riscaldamento terrestre (diverso riscaldamento dell'equatore rispetto ai poli nord e sud; della terra ferma rispetto al mare; ecc.)

Mulini a vento ad asse verticale

Le prime macchine (mulini a vento persiani) erano macchine ad asse verticale, realizzati con vele inizialmente in tela e poi in legno collegate a grandi ruote orizzontali, messe in rotazione dalla pressione generata dal vento sulle vele. Simili macchine furono in uso anche in Cina (13° secolo AC) e, più tardi, si diffusero in Europa. Fra le macchine ad asse verticale ricordiamo quella basata sul rotore Savonius (1924) e quella di Darreius (1920).

Nei tempi antichi l'energia cinetica del vento venne inizialmente impiegata per scopi propulsivi; la produzione di energia meccanica dal vento è più recente: pare che i primi mulini a vento risalgano a non più di qualche migliaio d'anni fa. Per quanto riguarda la generazione di energia elettrica, le macchine ad asse verticale non richiedono dispositivi per l'orientazione del rotore; moltiplicatore e generatore sono al suolo, il che semplifica le operazioni di manutenzione; per contro non traggono pieno vantaggio della maggior velocità del vento e della minor turbolenza alle maggiori altezze dal suolo.

Mulini a vento ad asse orizzontale

Si svilupparono quando i mulini a vento si diffusero in Europa (nel Medioevo, ai tempi delle crociate): una ruota verticale mette in rotazione un albero (verticale) mediante opportuni sistemi ad ingranaggio. Le prime macchine di questo tipo comparvero in Francia ed in Inghilterra; successivamente si diffusero anche in America e trovarono svariati impieghi (tipicamente come aeropompe); nei Paesi Bassi essi trovarono largo impiego.

Generazione di energia elettrica

Il primo mulino a vento accoppiato ad un generatore elettrico ("*aerogeneratore*" o "*aeromotore*") venne realizzato verso la fine del 19° secolo (in Danimarca). Solo dopo la prima guerra mondiale si costruirono le prime vele con profili aerodinamici per mulini a vento e le nuove macchine assunsero in seguito la denominazione di "turbine eoliche".



Figura 138: La prima turbina eolica - F. Brush (1849-1929)

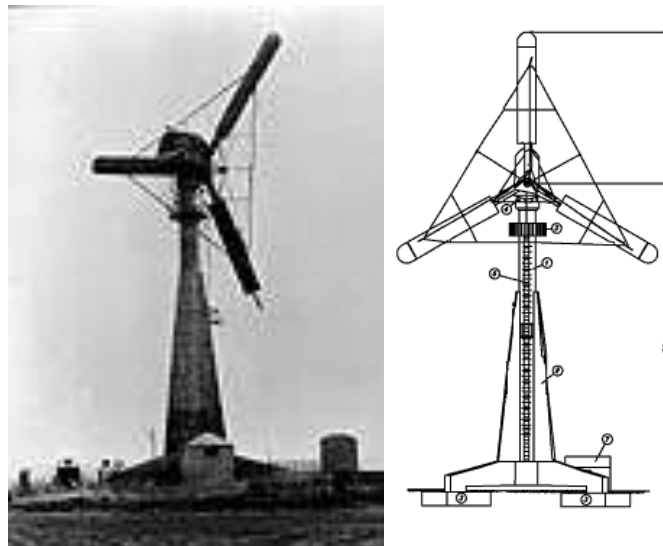


Figura 139: Gedser Wind Turbine (1956-57)



Figura 140: Mulini ad assi verticali e primo impianto con turbine da 630 kW

Nel 1940 negli Stati Uniti fu costruita una macchina da 1250 kW bipala (installata a 610 m di altitudine, sul Grandpa's Knob, in Vermont), con una torre di 34 m; un rotore di 55 m di diametro, a 28 giri/min nominali.

Il rotore si ruppe nel 1945 per fatica ed in seguito il progetto venne abbandonato in quanto allora l'energia eolica non poteva economicamente competere con la produzione di energia elettrica da centrali a combustibile fossile e idroelettriche.

Indirettamente l'energia eolica è figlia dell'energia solare poiché si tratta di spostamenti di massa d'aria innescati da surriscaldamenti locali dovuti alla radiazione solare. Tutta la meteorologia è figlia della distribuzione dell'energia solare sulla Terra.

Questi impianti sono concettualmente semplici: l'energia dinamica dell'aria in movimento mette in azione un mulino a pale opportunamente sagomate che a sua volta aziona un generatore elettrico per la produzione di energia elettrica.

Oggi sono disponibili pale che possono entrare in azione con velocità di 2-4 m/s. La fattibilità economica di questi impianti è assicurata in zone particolarmente ventose durante tutto l'anno.



Figura 141: Azione del vento



Figura 142: Utilizzo dell'energia eolica



Figura 143: Campo di generatori eolici su terraferma



Figura 144: Campo di generatori eolici in mare



Figura 145: Generatori eolici in mare – torre da 133 m e diametro di 122 m

La scelta dei siti di installazione delle pale a vento è effettuata, oltre che in base all'indice di ventosità, anche in funzione dell'inquinamento acustico prodotto da questi generatori. Pertanto sono favoriti i siti lontani dai centri abitati o addirittura in mare.

In Sicilia è già attiva una Legge Regionale che incentiva l'installazione di questi sistemi di conversione. Si conta di avere una potenza elettrica installata di almeno 500 MWe. L'energia prodotta è direttamente immessa nella rete del GRNT. Il costo medio è di circa 1.000.000 €/MWe a seconda della taglia dell'impianto. Sono in corso diverse iniziative nazionali e regionali per l'installazione di campi di generatori eolici e l'incidenza di potenza elettrica così prodotta potrà arrivare al 5% della potenza totale prodotta in Italia.

6.1 LE RISORSE EOLICHE IN ITALIA

L'Italia, situata al centro di un bacino chiuso come quello del Mediterraneo, non è interessata dai venti di forte intensità e di andamento regolare che spirano in altre parti della terra.

Per l'Italia settentrionale risulta trascurabile l'apporto dell'intera pianura padana, mentre buone velocità medie del vento si riscontrano in località alpine e appenniniche al di sopra degli 800-1000 m di quota.

Le zone costiere dell'Italia centro-settentrionale presentano velocità medie più elevate sul versante tirrenico che su quello adriatico, mentre le località interne del centro offrono situazioni alquanto varie.

L'Italia meridionale e le isole sono caratterizzate in genere da buone velocità del vento, che pongono queste regioni tra le più interessanti dal punto di vista dello sfruttamento dell'energia eolica nel nostro paese.

Per quanto riguarda l'andamento stagionale si ha una certa prevalenza del periodo inverno-primavera al sud e nelle isole, nonché alle alte quote alpine e appenniniche e nelle regioni costiere. Le zone interne del nord e del centro (alle basse quote) presentano invece una ventosità maggiore nel periodo primavera-estate.

Studi sulle prospettive eoliche in Europa attribuiscono alla fonte eolica la possibilità di coprire l'1% del fabbisogno energetico italiano.

6.2 PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO DELLE MACCHINE EOLICHE

Potenza totale disponibile

La potenza totale disponibile in una corrente di vento è pari al flusso di energia cinetica KE_i , ovvero

$$P_{tot} = \dot{m} KE_i = \dot{m} \frac{V_i^2}{2}$$

Nella quale,

P_{tot} = potenza totale, W

\dot{m} = portata in massa, kg/s

V_i = velocità del flusso incidente, m/s

La portata in massa è data dalla equazione di continuità

$$\dot{m} = \rho AV_i$$

Nella quale,

ρ = densità dell'aria, kg/m³

A = sezione normale alla corrente, m²

Dunque,

$$P_{tot} = \frac{1}{2} \rho AV_i^3$$

Risulta quindi che la potenza totale disponibile nella corrente è proporzionale al cubo della sua velocità, all'area intercettata e alla densità dell'aria incidente.

6.3 ENERGIA EOLICA

Per la progettazione di una Wind Farm è necessario conoscere la disponibilità della risorsa eolica. L'informazione sul potenziale eolico deve essere riferita a periodi significativi (anno, stagione, anni), e non semplicemente a dati puntuali.

La scelta del tipo di generatore, e della disposizione dei generatori all'interno del parco dipende fortemente da questa analisi. Lo studio è di tipo prettamente statistico: esso dipende dalla probabilità di occorrenza di una certa intensità di vento nell'arco di un tempo definito.

Anche la probabilità di occorrenza di eventi straordinari dovrebbe essere presa in considerazione

6.3.1 DISTRIBUZIONE DI WEIBULL

Si definisce la funzione densità di probabilità $p(u)$:

$$f(u) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta-1} \exp\left(-\left(\frac{u}{\eta}\right)^\beta\right)$$

La funzione cumulativa è definita da:

$$F(u) = 1 - \exp\left(-\left(\frac{u}{\eta}\right)^\beta\right)$$

- u = velocità del vento
- η = parametro di scala (anche "c" od "A"): si riferisce alla media, e quindi indica "quanto" un sito è ventoso

- β = parametro di forma, adimensionale (anche "k"): indica quanto le velocità tendono ad essere concentrate attorno ad un valore (peaked distribution)

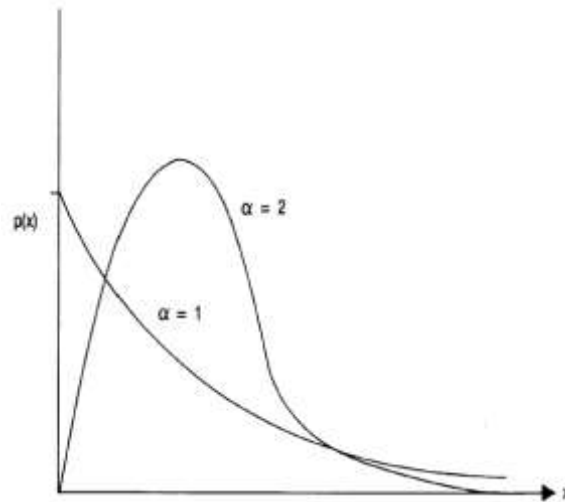


Figura 146: Tipica distribuzione di Weibull

- $\beta = 2$ Distribuzione di Rayleigh
- $\beta = 1$ Distribuzione esponenziale

(il fatto che la distribuzione non sia simmetrica è detto "Skeweness"). Noti η e β (c e k) si calcola la u più probabile:

$$u_{MP} = \eta \left(\frac{\beta - 1}{\beta} \right)^{1/\beta} \quad (\text{m/s})$$

La u che trasporta la max energia in (m/s)

$$u_{MaxE} = \eta \left(\frac{\beta + 2}{\beta} \right)^{1/\beta}$$

Densità di potenza in (W/m²)

$$\frac{P}{A} = \int_0^{\infty} P(u) f(u) du = \frac{1}{2} \rho \eta^3 \Gamma \left(\frac{\beta + 3}{\beta} \right)$$

Densità di energia del vento per un dato periodo T :

$$\frac{E}{A} = \frac{1}{2} \rho \eta^3 \Gamma \left(\frac{\beta + 3}{\beta} \right) T$$

dove la funzione Γ è :

$$\Gamma(x) = \int_0^{\infty} t^{x-1} e^{-t} dt$$

6.3.2 TURBINA IDEALE

In questa ipotesi l'energia disponibile nel vento è completamente estratta e si ha che:

- P aumenta tra u_{cut-in} (u_I) e u_{rated} (u_R), e quindi resta costante fino a $u_{cut-out}$ (u_O);
- la P a velocità nominale (Rated wind speed) è:

$$P_R = \frac{1}{2} \rho A V_R^3$$

L'energia prodotta in tutto l'intervallo è:

$$E_{TW} = T \int_0^{\infty} P(u) f(u) du = T \left(\int_{u_I}^{u_R} P(u) f(u) du + \int_{u_R}^{u_O} P_R f(u) du \right)$$

e sostituendo le espressioni per $P(u) = (1/2) \rho A u^3$ e P_R si ottiene:

$$E_{TW} = \frac{\rho}{2} TA \left(\int_{u_I}^{u_R} u^3 \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{u}{\eta} \right)^{\beta-1} \exp \left(- \left(\frac{u}{\eta} \right)^{\beta} \right) du + u_R^3 \int_{u_R}^{u_O} \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{u}{\eta} \right)^{\beta-1} \exp \left(- \left(\frac{u}{\eta} \right)^{\beta} \right) du \right)$$

Questo è riferito al caso ideale. L'integrale deve essere risolto con metodi numerici.

6.3.3 TURBINA REALE

Non è possibile estrarre tutta l'energia dal vento (il flusso dovrebbe arrestarsi completamente sul rotore). La potenza effettiva P_T prodotta dalla turbina:

$$P_T(V) = \begin{cases} 0 & , V < V_I \\ (a_1 V^3 + a_2 V^2 + a_3 V + a_4) P_R & , V_I \leq V < V_R \\ P_R & , V_R \leq V < V_O \\ 0 & , V \geq V_O \end{cases}$$

L'energia effettivamente estraibile dal vento è dunque:

$$E_{TA} = T \int_{u_I}^{u_O} P_T(u) f(u) du = T P_R \int_{u_I}^{u_R} (a_1 u^3 + a_2 u^2 + a_3 u + a_4) \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{u}{\eta} \right)^{\beta-1} \exp \left(- \left(\frac{u}{\eta} \right)^{\beta} \right) du +$$

Rendimento della macchina (*Wind Turbine Efficiency*)

Rapporto tra E_{reale} (E_{TA}) e E_{ideale} (E_{TW}): (in accordo con la teoria di Betz (vedi più avanti), non può superare 0.59)

$$\eta = \frac{E_{TA}}{E_{TW}}$$

Capacity Factor C_F

Rapporto tra l'energia reale estratta in un dato periodo e quella che si avrebbe facendo lavorare la turbina alla potenza nominale per lo stesso arco di tempo (con $E_{TR} = T P_R$)

$$C_F = \frac{E_{TA}}{E_{TR}} = \int_{u_I}^{u_R} (a_1 u^3 + a_2 u^2 + a_3 u + a_4) \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{u}{\eta} \right)^{\beta-1} \exp \left(- \left(\frac{u}{\eta} \right)^{\beta} \right) du + \int_{u_R}^{u_O} \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{u}{\eta} \right)^{\beta-1} \exp \left(- \left(\frac{u}{\eta} \right)^{\beta} \right) du$$

Availability Factor A_F

Misura della percentuale di tempo in cui la turbina è operativa:

$$A_F = P(u_I \leq u < u_O) = \int_{u_I}^{u_O} \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{u}{\eta} \right)^{\beta-1} \exp \left(- \left(\frac{u}{\eta} \right)^{\beta} \right) du$$

A_F aumenta al diminuire della velocità di *Cut-in* e al crescere di quella di *Cut-out* e di quella media.

Considerare separatamente rendimento η e coefficienti C_F ed A_F porterebbe a considerazioni erranee: è possibile avere un elevato A_F ma con basso rendimento elettrico della macchina e viceversa.

Il giusto approccio consiste quindi nel valutare nel loro complesso i parametri, così da ottimizzare il più possibile lo sfruttamento delle risorse con il minor costo.

La maggiore energia nel vento si trova a velocità superiori a quella media, vedi Figura 147 per la quale si hanno i valori:

- *Media (7 m/s)*
- *Mediana (linea nera, 6.6 m/s)*
- *Moda (5.5 m/s)*

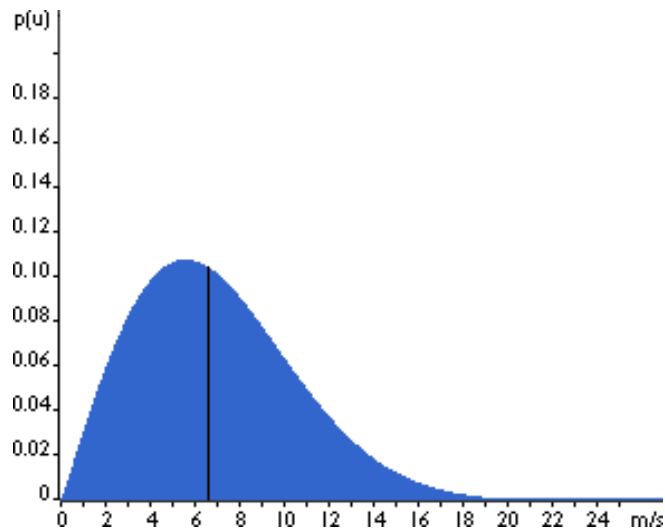


Figura 147: Utilizzo dell'energia eolica

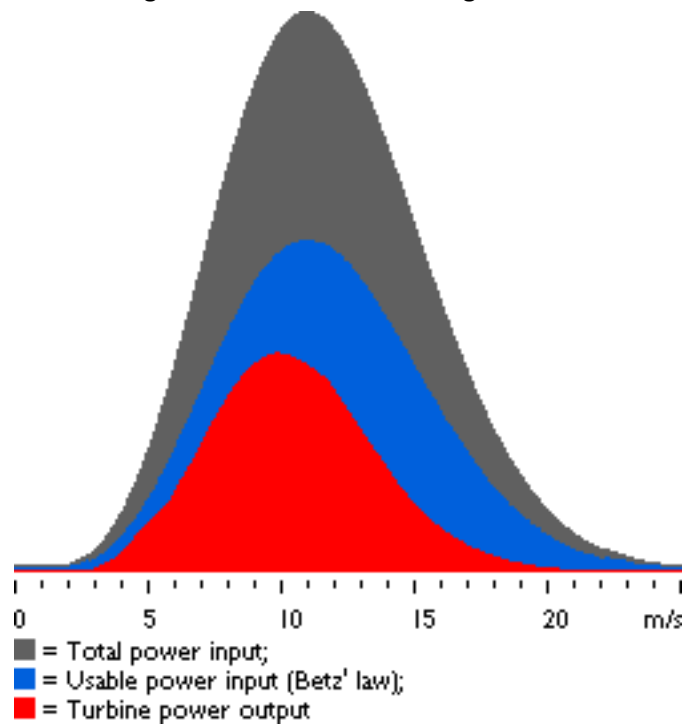
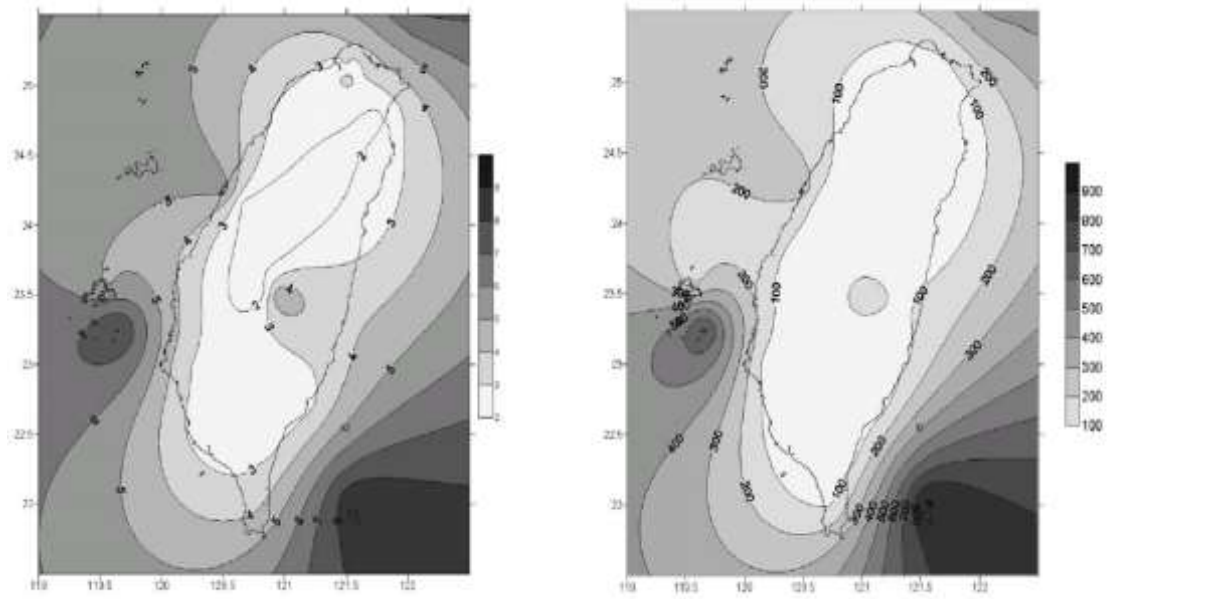


Figura 148: Distribuzione di Weibull e utilizzo dell'energia eolica



Yearly wind speed distribution of Taiwan (10 m over the ground level, m/s). Yearly wind power density distribution of Taiwan (10 m over the ground level, W/m²).

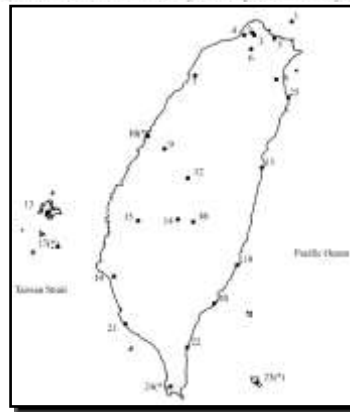


Figura 149: Distribuzione del vento a Taiwan

Monthly wind characteristics and wind turbine characteristics at Wuchi (No.10)

Month	Shape parameter	Scale parameter	Mean wind speed	Most probable wind speed	Wind speed carrying maximum energy	Mean wind power density	Wind energy generated by an ideal wind turbine	Actual wind energy output from a wind turbine	Availability factor	Capacity factor	Wind turbine efficiency
	k	c (m/s)	V (m/s)	V_{MP} (m/s)	V_{MaxE} (m/s)	$P/A(W/m^2)$	E_{TW} (KWh)	E_{TA} (KWh)	A_F	C_F	η
January	1.99	8.12	7.19	5.71	11.52	429.42	4.89E+05	1.64E+05	0.783	0.344	0.334
February	1.89	7.78	6.91	5.24	11.38	399.50	4.53E+05	1.52E+05	0.753	0.320	0.336
March	1.71	6.48	5.78	3.88	10.18	262.92	3.04E+05	1.08E+05	0.645	0.227	0.354
April	1.61	5.27	4.73	2.89	8.70	155.44	1.83E+05	6.89E+04	0.527	0.145	0.377
May	1.58	4.45	4.00	2.36	7.47	96.55	1.12E+05	4.40E+04	0.430	0.093	0.392
June	1.74	4.63	4.13	2.83	7.20	94.22	1.10E+05	4.38E+04	0.461	0.092	0.400
July	1.61	4.21	3.77	2.30	6.95	79.20	9.07E+04	3.59E+04	0.398	0.076	0.396
August	1.47	4.06	3.68	1.87	7.29	83.58	9.59E+04	3.73E+04	0.376	0.078	0.388
September	1.31	5.07	4.68	1.68	10.30	208.04	2.23E+05	7.57E+04	0.480	0.159	0.340
October	1.63	7.28	6.52	4.06	11.90	402.04	4.26E+05	1.38E+05	0.686	0.290	0.323
November	1.67	7.70	6.88	4.46	12.34	457.89	4.77E+05	1.51E+05	0.715	0.318	0.317
December	1.96	8.26	7.33	5.73	11.85	461.24	5.16E+05	1.69E+05	0.785	0.356	0.328

Figura 150: Esempio di dati di distribuzione dell'energia eolica

6.4 POTENZA MASSIMA UTILIZZABILE (TEORIA DI BETZ)

Consideriamo una macchina ad asse orizzontale con girante tipo elica (la turbina eolica attualmente del tipo più comune).

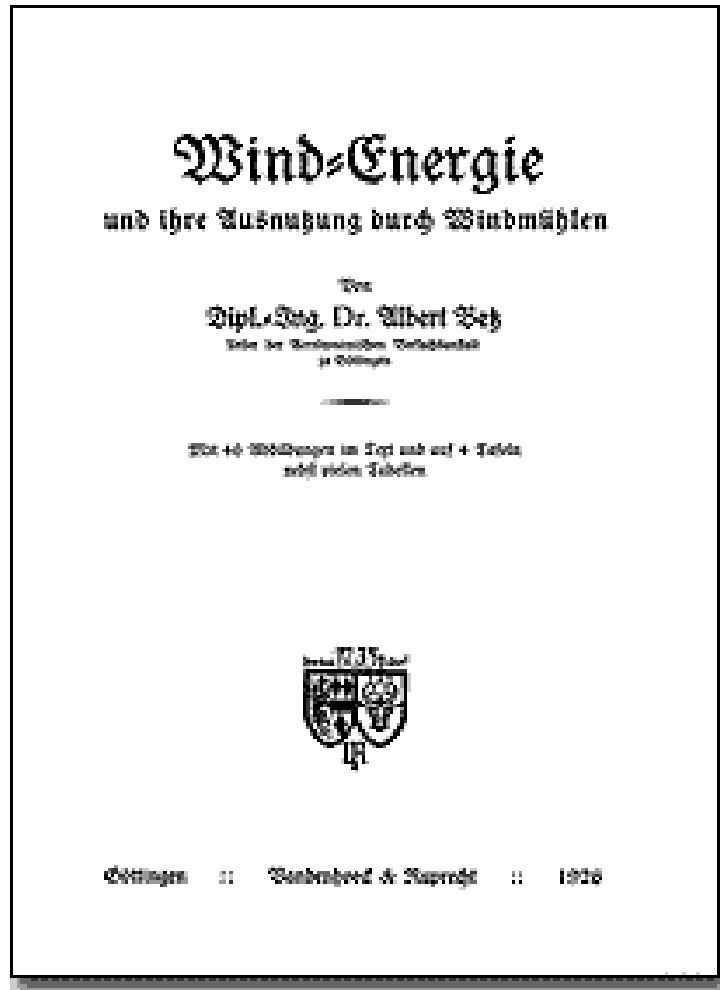


Figura 151: Frontespizio della pubblicazione di Betz

Assumiamo che la girante della turbina abbia uno spessore $a-b$ che la pressione e la velocità del vento incidente, sufficientemente lontano dalla turbina, siano P_i e V_i , e che all'uscita la pressione e la velocità del vento, di nuovo sufficientemente lontano dalla macchina, siano, rispettivamente, P_e e V_e . La velocità V_e risulterà inferiore a V_i poiché energia cinetica è stata estratta dalla turbina dalla corrente.

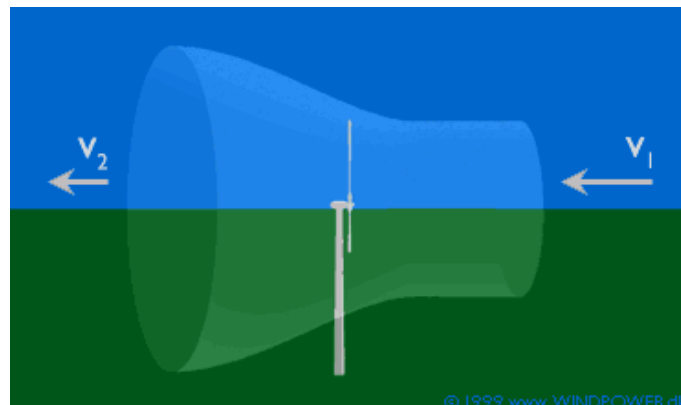


Figura 152: Ipotesi di Betz

Si assume un modello mono-dimensionale di un rotore ideale. Il rotore è un disco permeabile; Ideale (nessun attrito, nessuna componente rotazionale).

Il rotore rallenta il flusso da V_0 (*upstream*) ad u (nel piano del rotore) e quindi u_1 (*downstream*). Le linee di flusso divergono.

Considerando l'aria incidente compresa fra i ed a come un sistema termodinamico, ed assumendo costante la sua densità (una approssimazione valida poiché pressione e temperatura variano poco rispetto ai valori iniziali, dell'ambiente), nell'ipotesi che non vi siano variazioni nell'energia potenziale e che non vi sia cessione o estrazione di lavoro e calore (fra i ed a) l'equazione della conservazione della energia si può scrivere come

$$P_i + \rho \frac{V_i^2}{2} = P_a + \rho \frac{V_a^2}{2}$$

Analogamente, per la regione di uscita $b-e$:

$$P_e + \rho \frac{V_e^2}{2} = P_b + \rho \frac{V_b^2}{2}$$

La velocità del vento attraverso la turbina diminuisce da a a b , poiché parte della sua energia cinetica è convertita in lavoro. La velocità del vento non decresce bruscamente, ma gradualmente, passando dal valore V_i di avvicinamento al valore V_a e poi raggiungendo il valore V_e . Dunque $V_i > V_a$ e $V_b > V_e$, conseguentemente $P_a > P_i$ e $P_b < P_e$; cioè la pressione del vento cresce quando esso si avvicina alla macchina e cresce quando si allontana da essa.

Combinando le equazioni precedenti si ottiene

$$P_a - P_b = (P_i + \rho \frac{V_i^2 - V_a^2}{2}) - (P_e + \rho \frac{V_e^2 - V_b^2}{2})$$

E' ragionevole assumere che lontano dalla girante, in e , la pressione del vento ritorni uguale alla pressione ambiente, ovvero

$$P_e = P_i$$

e che la velocità all'interno della girante, V_t , possa essere ritenuta in prima approssimazione costante (l'ampiezza della pala $a-b$ è piccola rispetto alla distanza totale considerata), così che

$$V_i \approx V_a \approx V_b$$

La combinazione delle equazioni delle precedenti tre equazioni fornisce

$$P_a - P_b = \rho \left(\frac{V_i^2 - V_e^2}{2} \right)$$

La forza assiale F_x , nella direzione della corrente, sulla ruota, di sezione A perpendicolare al flusso, è data dalla

$$F_x = (P_a - P_b)A = \rho A \left(\frac{V_i^2 - V_e^2}{2} \right)$$

Questa forza è anche uguale alla variazione della quantità di moto della corrente

$$\Delta(\dot{m}V)$$

$$\dot{m} = \rho AV_t$$

$$F_x = \rho AV_t(V_i - V_e)$$

Dalle precedenti equazioni si ottiene:

$$V_t = \frac{1}{2}(V_i + V_e)$$

Si consideri ora il sistema globale delimitato dalle sezioni i ed e . Le variazioni di energia potenziale sono, come prima, nulle, così come le variazioni di energia interna ($T_i = T_e$) e l'energia di pulsione ($P_i/\rho = P_e/\rho$); non c'è calore aggiunto od estratto dal sistema. La conservazione della energia fornisce allora il lavoro W

$$W = KE_i - KE_e = \frac{V_i^2 - V_e^2}{2}$$

La potenza P si calcola poi come flusso di lavoro

$$P = m \frac{V_i^2 - V_e^2}{2} = \frac{1}{2} \rho A V_t (V_i^2 - V_e^2)$$

Dalla equazione della V_t si ottiene:

$$P = \frac{1}{4} \rho A (V_i + V_e) (V_i^2 - V_e^2)$$

L'equazione precedente si semplifica nella equazione $P_{tot} = \frac{1}{2} \rho A V_i^3$ per $P = P_{tot}$, quando $V_t = V_i$ e V_e sono eguali a 0; cioè quando il vento si arresta completamente a valle della turbina. Ciò, ovviamente, è impossibile poiché il vento non si può accumulare all'uscita dalla turbina. Esiste un valore ottimale della velocità di uscita $V_{e,opt}$ in corrispondenza della quale si ha una massima potenza P_{max} , ottenibile differenziando P nella equazione precedente rispetto a V_e per un dato V_i ed eguagliando a zero la derivata.

$$3V_e^2 + 2V_i V_e - V_i^2 = 0$$

La radice positiva V_e che risolve la precedente equazione da $V_{e,opt}$

$$V_{e,opt} = \frac{1}{3} V_i$$

Dall'equazione $P = \frac{1}{4} \rho A (V_i + V_e) (V_i^2 - V_e^2)$ si ottiene poi P_{max}

$$P_{max} = \frac{8}{27} \rho A V_i^3$$

Il rendimento (o *coefficiente di potenza*) ideale, *massimo*, teorico η_{max} di una turbina eolica si può valutare come rapporto fra la potenza massima ottenibile e quella disponibile:

$$\eta = \frac{P_{max}}{P_{tot}} = \frac{8}{27} \times 2 = \frac{16}{27} = 0.5926$$

In altre parole, una turbina eolica è in grado, al massimo, di convertire non più di circa il 60% della potenza totale disponibile nella corrente.

6.5 POTENZA REALE

Lungo le pale di una turbina eolica la velocità periferica varia sensibilmente dalla base all'apice così che le pale sono spesso svergolate.

Il coefficiente massimo di potenza 0,5926 assume condizioni uniformi lungo tutta la pala.

Un calcolo più rigoroso della potenza estratta dalla turbina mostra che il coefficiente di portata ideale dipende dal rapporto velocità periferica (all'apice della pala) / velocità del vento e raggiunge il valore di 0.6 solo quando la velocità periferica è circa 6-7 volte la velocità del vento.

Come detto, il massimo teorico $C_p=16/27$ per $a=1/3$ (detto *Limite di Betz*) è valido:

- per una turbina ideale ad asse orizzontale per $a < 0.4$

- per $a > 0.4$ il salto $(V_0 - u_1)$ è grande a sufficienza da formare **vortici** che trasportano QdM dal flusso esterno nella scia (*turbulent wake state*), e quindi la teoria semplice della QdM non è più valida.

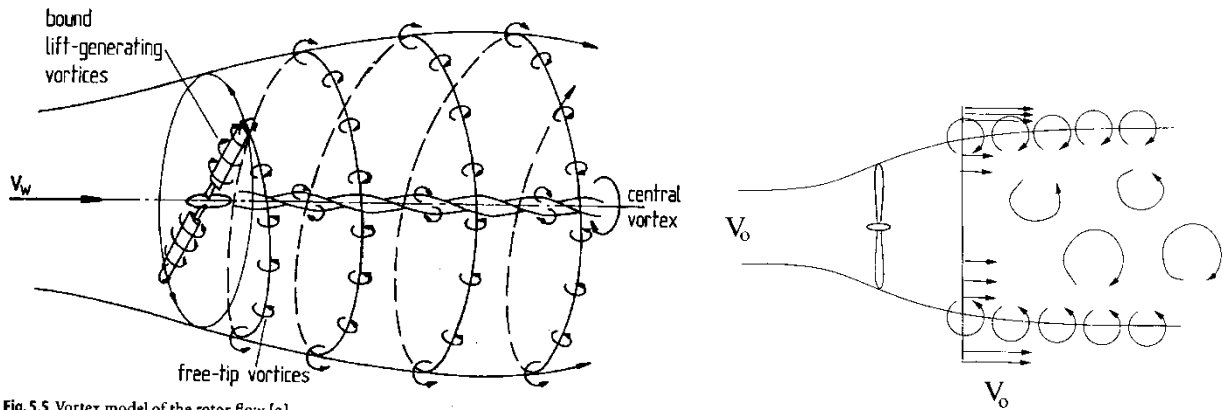


Fig. 5.5. Vortex model of the rotor flow [2]

Figura 153: Distribuzione dei filetti nel mulino reale

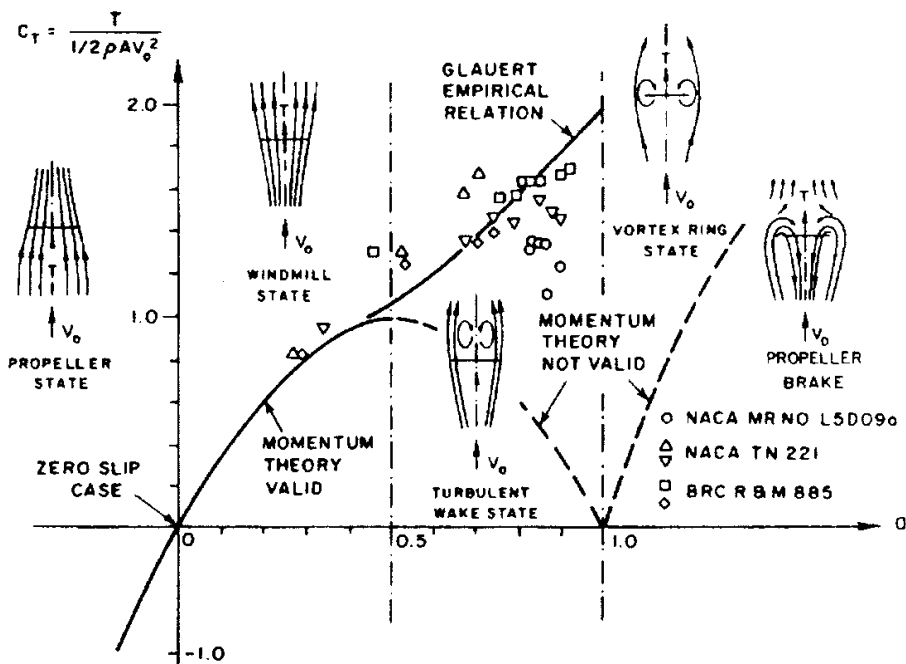


Figura 154: Distribuzione dei regimi di funzionamento di una turbina reale

6.6 CONVERSIONE DELLA ENERGIA DEL VENTO E CARATTERISTICA POTENZA-RESA VELOCITÀ DEL VENTO

La velocità del vento oltre che variare da luogo a luogo subisce anche notevoli variazioni locali nel tempo. L'analisi della possibile conversione della energia cinetica del vento in energia elettrica (kWh utili) deve iniziare dunque da una analisi statistica delle velocità locali del vento (tenendo anche conto della variazione della velocità media con l'altezza, così da avere la velocità al mozzo della turbina); dalla integrazione delle potenze su successivi intervalli di tempo e dal fattore di carico della macchina.

Ad esempio, una macchina da 100 kW nominali nell'anno potrebbe produrre 8.76×10^5 kWh, e si tenga presente che questi 100 kW massimi di progetto sono solo una frazione della energia cinetica del vento (tipicamente il 40%, tenendo conto del limite di Betz e del rendimento della macchina). A seconda delle caratteristiche del luogo considerato poi una turbina eolica può funzionare mediamente alla potenza massima solo per una ben determinata frazione del tempo (tipicamente per il 30%), con una disponibilità del 90-95%: il fattore di carico sarà dunque pari a $0.3 \times 0.95 = 28.5\%$ e l'energia effettivamente prodotta 2.5×10^5 kWh.

Le prestazioni di un aeromotore vengono sintetizzate mediante una curva che rappresenta l'andamento della potenza resa (in ordinata) in funzione della velocità del vento (in ascissa).

Per l'aerogeneratore viene considerata la potenza elettrica resa ai morsetti. Si definisce come velocità del vento di "avviamento" ("iniziale", o di "start-up") la minima velocità alla quale la macchina inizia a ruotare (valore tipico: 5 m/s).

Si definisce invece velocità del vento di "inserimento" o di generazione ("cut-in") la minima velocità per cui l'aerogeneratore inizia ad erogare energia elettrica. Corrisponde di solito all'inserzione della macchina in rete.

La velocità del vento "nominale" ("*rated*") è in genere la minima velocità del vento che da la potenza resa corrispondente al massimo rendimento aerodinamico del rotore (potenza nominale) (valore tipico: 9-12 m/s).

La velocità del vento di "*fuori servizio*" (o di "*stacco*" o di "*cut-out*") è la velocità alla quale la macchina viene staccata dalla rete, provocando l'intervento delle protezioni contro le sovra-velocità

Infine la velocità del vento al limite della resistenza è la massima velocità che una macchina può sopportare senza danno.

Per un aerogeneratore ideale la curva potenza-velocità del vento mostra una potenza che cresce dalla velocità di "*cut-in*" a quella nominale e poi si mantiene costante fino alla velocità di "*cut-out*". Quest'ultimo fatto è dovuto alla necessità di evitare che la macchina elettrica venga sovraccaricata oppure che si scelga un generatore sovradimensionato, le cui possibilità verrebbero poi sfruttate per un tempo assai ridotto.

Nelle macchine reali questa curva è realizzata mediante la regolazione continua (meccanica) del passo ("*pitch regulation*"), che consente, una volta raggiunta la potenza massima, di 'sfiorare' la potenza in eccesso fornita dal vento. Quando la velocità del vento raggiunge il valore di "stacco" le pale entrano in stallo.

6.7 CARATTERISTICHE DEL VENTO

La potenza del vento è proporzionale al cubo della sua velocità ed è quindi essenziale conoscerne con precisione le caratteristiche se si vuole realisticamente prevedere le prestazioni di un aeromotore. Le più elevate velocità del vento si incontrano sulle creste montuose, sulle coste e nel mare aperto (o in vicinanza dei grandi laghi). I parametri del vento che servono per un corretto dimensionamento di una turbina eolica sono: le velocità medie, le variazioni istantanee (raffiche), giornaliere ed annuali, la variazione con l'altitudine e le direzioni prevalenti: caratteristiche strettamente dipendenti dal sito che si considera e che possono venire raccolte solo dopo anni di indagini statistiche e misure.

Di solito la velocità locale manifesta notevoli fluttuazioni nel tempo (v. per esempio la Figure 1.2) e la velocità istantanea V può essere descritta sommando ad un valore medio V_m una componente fluttuante nel tempo v :

$$V = V_m + v$$

La velocità media V_m tipicamente viene determinata su prefissati intervalli temporali (10 minuti, per esempio).

$$Tu = \frac{\sqrt{v^2}}{V_m} = \frac{1}{V_m} \left[\frac{1}{T} \int_0^T v^2 dt \right]^2$$

La fluttuazione del flusso viene solitamente espressa con riferimento alla radice quadrata della media del quadrato delle componenti turbolente della velocità istantanea:

Per terreni ad elevata rugosità (con alberi ed edifici) l'intensità della turbolenza solitamente varia fra 0.15-0.2; per terreni lisci tipicamente 0.1.

La velocità del vento sulla superficie del terreno è nulla (a causa dell'attrito fra aria e terreno); cresce poi rapidamente con l'altezza, tipicamente sino a circa 2 km, dopo di che il gradiente verticale di velocità praticamente si annulla.

La variazione verticale della velocità del vento viene di solito descritta con funzioni esponenziali del tipo

$$V(z) = V_r \left(\frac{z}{z_r} \right)^\alpha$$

Nella quale z rappresenta l'altezza dal suolo, V_r la velocità del vento alla quota di riferimento z_r , $V(z)$ la velocità media alla quota z . Il parametro α dipende dalla rugosità locale (un valore tipico può essere 0.1). Si veda in proposito la Tabella seguente.

Tipo del terreno	Classe di rugosità	Esponente α
Grandi superfici acquatiche	0	0.01
Terreni aperti con pochi ostacoli	1	0.12
Terreni agricoli con edifici e barriere (di protezione, siepi, ecc.)	2	0.16
Aree agricole con molti alberi, boschi e paesi	3	0.28

Figura 155: Parametro α

L'istogramma da la probabilità (calcolata sulle rilevazioni in diversi anni) che si presenti una determinata velocità compresa fra V e $V+\Delta V$ (nel caso di Figura $\Delta V=1$ m/s). Ad esempio, la probabilità che il vento abbia velocità compresa fra 4.5 e 5.5 m/s è 0.104 ovvero $(0.104 \times 8760)=910$ ore/anno.

Diagrammi simili (della "distribuzione di frequenza") sono disponibili a livello annuale, stagionale o mensile e presentano tutti una caratteristica forma a campana con asimmetria a sinistra (tipica distribuzione di Weibull e Rayleigh).

La "*distribuzione cumulata della frequenza*", detta anche "curva di durata", viene poi ottenuta dalla precedente distribuzione in modo da poter valutare (ad esempio in termini di ore/anno) il numero delle ore nelle quali una determinata velocità viene ecceduta.

6.8 CARATTERISTICHE DEI ROTORI

I mulini a vento raggiungevano $C_p \approx 0.3$ ed erano basati essenzialmente sul concetto di Drag.

I moderni generatori raggiungono $C_p \approx 0.5$. Si assiste alla superiorità del concetto di Lift rispetto a quello di Drag.

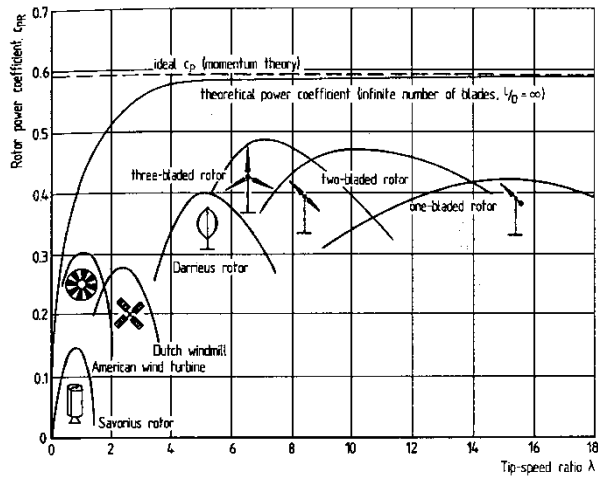


Fig. 5.10. Power coefficients of various of wind rotors [2]

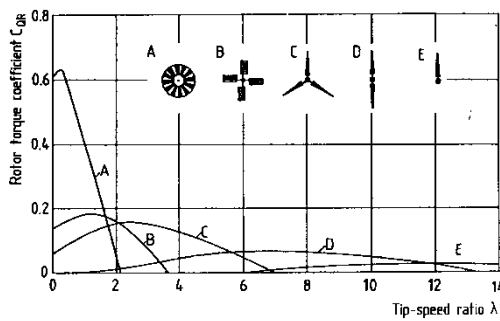


Fig. 5.11. Torque coefficients of various rotor concepts [2]

Figura 156: Evoluzione dei moderni rotori

Relativamente a C_p , i rotori a più alto *tip-speed ratio* sono preferibili.

Rispetto a C_Q , i rotori lenti multi-pala hanno la coppia più alta.

Possibili problemi di avvio si possono avere per rotori mono e bi-pala. Il Rotore tripala rappresenta il miglior compromesso. Si hanno i seguenti coefficienti:

- *Power coefficient: $C_p = P / [0.5 \rho v_W^3 A]$*
- *Torque coefficient: $C_Q = M / [0.5 \rho v_W^2 A R]$ Non interessa una turbina con elevato rendimento (poiché il combustibile è a costo zero) quanto la produzione di energia al più basso costo possibile.*

7. SOLAR COOLING

7.1 SOLAR COOLING

Gli impianti di raffrescamento funzionano in modo duale a quelli di riscaldamento invernali, sottraendo agli ambienti in estate il calore entrante (*rientrate di calore*).

Data la natura semplificata di questi impianti si possono utilizzare tipologie più semplici degli impianti di climatizzazione totale, ad esempio si possono utilizzare i termo ventilconvettori (detti anche *fan coil*) sia alimentati indirettamente con acqua fredda che direttamente con fluido frigorifero (solitamente *freon*) proveniente dai refrigeratori (*chiller*).

7.1.1 MACCHINE AD ASSORBIMENTO AD ALIMENTAZIONE SOLARE

Le macchine ad assorbimento ben si prestano per un utilizzo con l'energia solare. In questo caso una batteria di collettori (ad esempio selettivi o del tipo heat pipe) alimenta il generatore con acqua a 80-90 °C ottenendo al condensatore energia a circa 40 °C.

Può anche sembrare un controsenso degradare calore da 80 °C a 40 °C ma in realtà queste macchine si dimostrano convenienti dal punto di vista del bilancio energetico. Nelle figure seguenti si hanno gli schemi (layout) impiantistici per macchine ad assorbimento alimentate ad energia solare, sia per la refrigerazione dell'acqua che come pompe di calore.

Resta da considerare il costo di impianto di queste soluzioni. I refrigeratori ad assorbimento, infatti, hanno costi assai elevati rispetto a quelli tradizionali e a questi si aggiungono i costi dei collettori solari e del sistema di accumulo.

Inoltre si deve tenere conto del fatto che il numero di ore di funzionamento ad energia solare è tanto più limitato quanto più elevata è la temperatura di utilizzo dell'acqua calda (vedi concetti di *cut off*).

A titolo comparativo, un impianto da 5 kW con pompa Yazaki e collettori a tubi in vetro sotto vuoto con temperatura di utilizzo dell'acqua calda di 110°C raggiungeva una copertura del 20-30% del carico frigorifero.

Ne consegue che è sempre necessario considerare un sistema di alimentazione tradizionale (con caldaia o cogenerativo) che affianchi, integri e/o sostituisca quello solare.

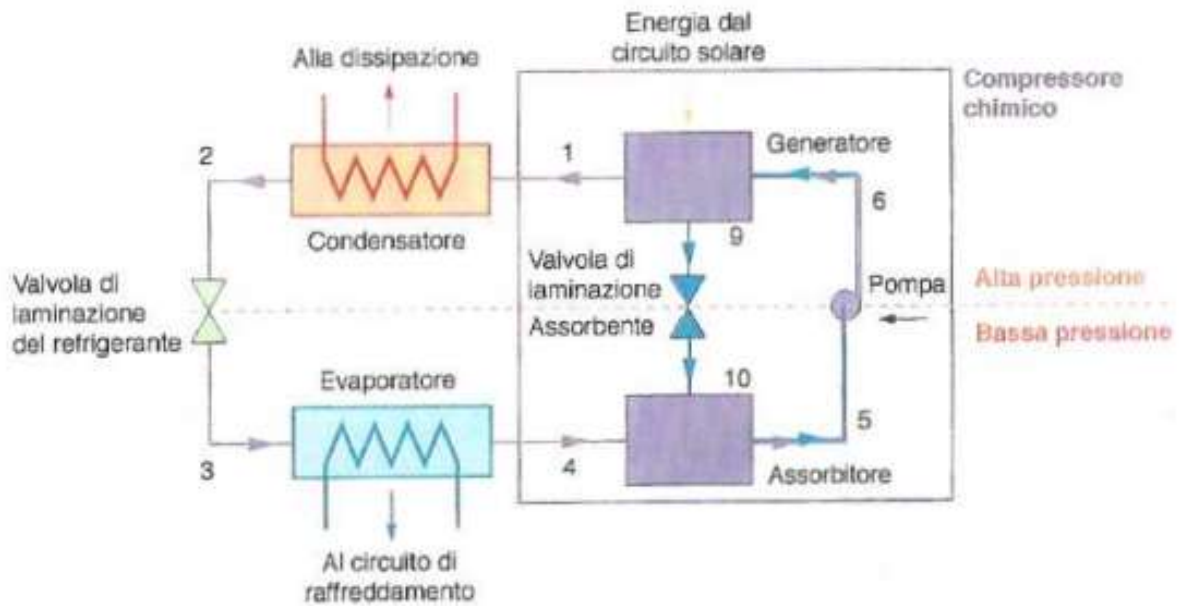


Figura 157: Schema a blocchi di una macchina ad assorbimento con integrazione solare

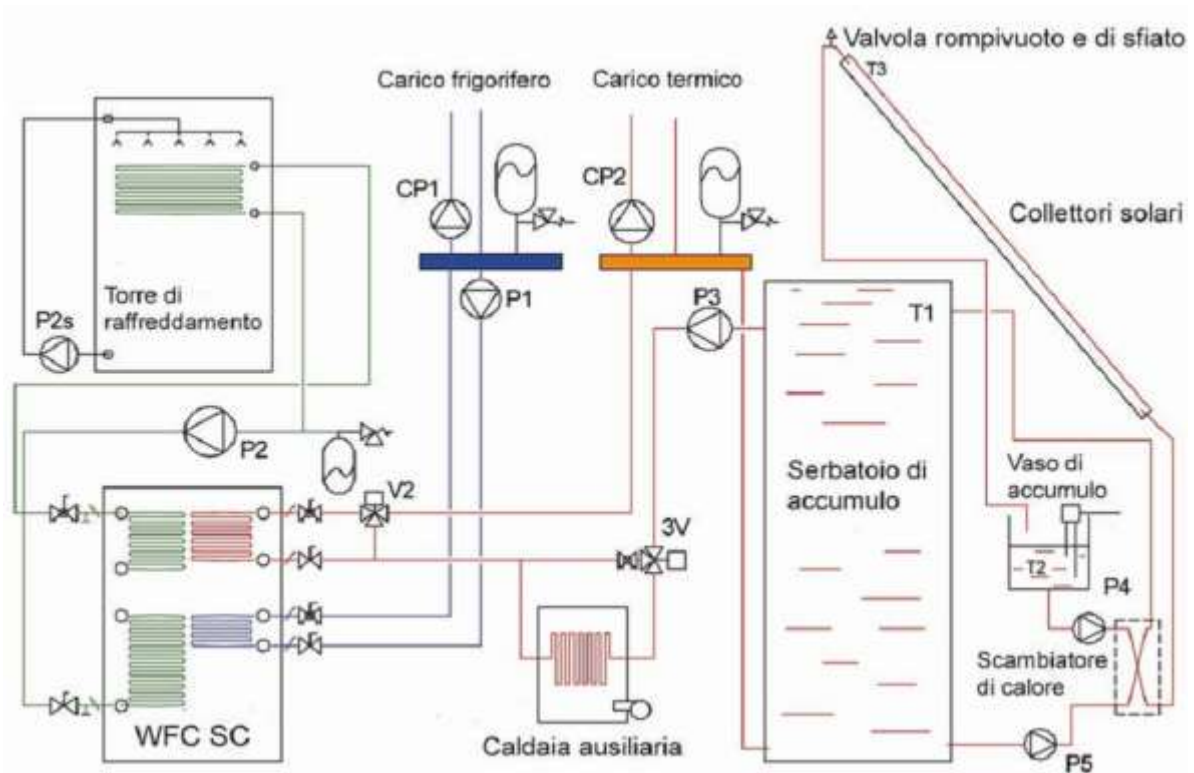


Figura 158: Layout di un impianto ad assorbimento integrato con energia solare

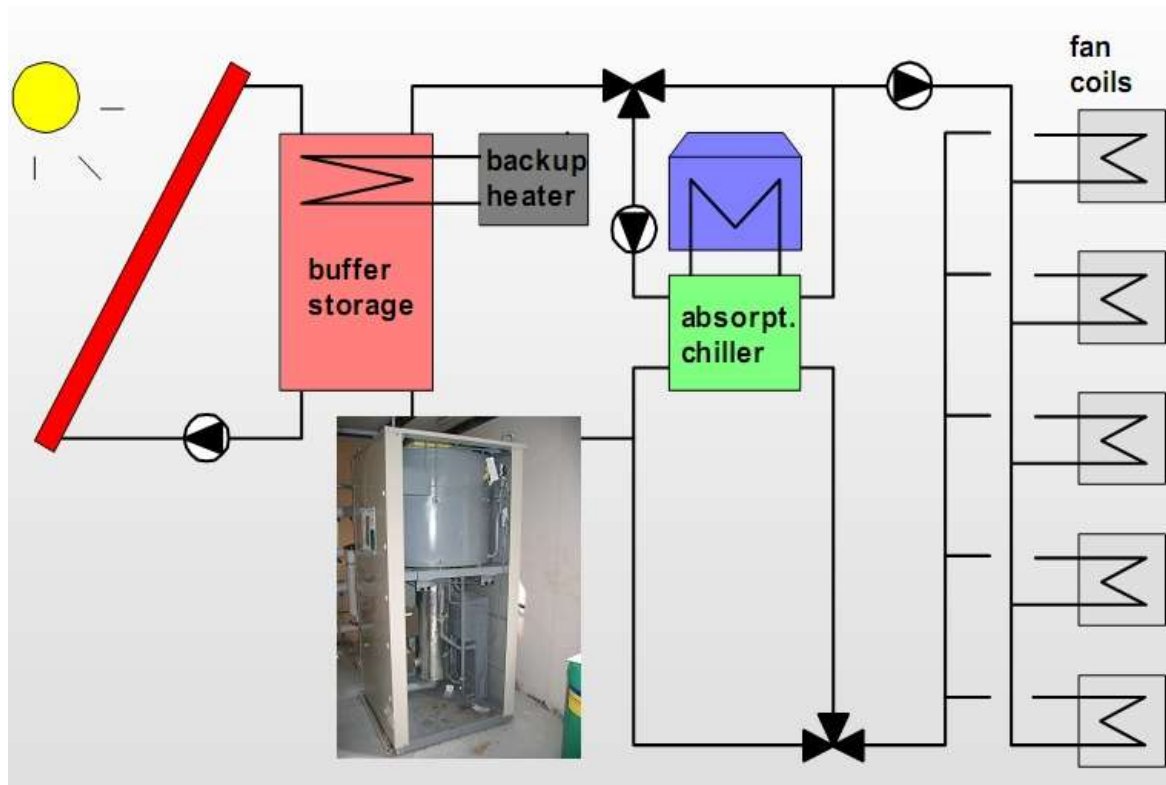


Figura 159: Layout di un impianto ad assorbimento per fan coil



Figura 160: Vista di un assorbitore alimentato ad acqua calda con potenza frigorifera da 35 kW

7.1.2 DEUMIDIFICATORE AD ASSORBIMENTO IGROSCOPICO

Un altro modo di utilizzare è quello denominato *Desiccant and Evaporative cooling systems (DEC)* nei quali si utilizza l'energia solare per eseguire una deumidificazione dell'aria nelle unità di trattamento aria, UTA.

Queste unità sono dei veri sistemi complessi nei quali l'aria subisce, secondo le tipologie di impianto, vari trattamenti fra i quali tipicamente:

- *scambio di calore (recupero termico);*
- *raffreddamento con deumidificazione;*
- *riscaldamento;*
- *umidificazione con acqua o vapore;*
- *post riscaldamento.*

In figura si ha una tipica schematizzazione di unità di trattamento aria tradizionale, con batteria di deumidificazione alimentata ad acqua refrigerata.

Anche in questo caso l'acqua refrigerata può essere prodotta mediante un refrigeratore ad assorbimento con integrazione solare. Tuttavia da qualche anno si sta diffondendo anche una nuova tecnologia che vede l'energia solare utilizzata per produrre la deumidificazione dell'aria all'interno dell'UTA. Infatti, un modo semplice e diretto può essere quello di mettere l'aria da deumidificare a contatto con sostanze *igroscopiche* e cioè capaci di assorbire l'umidità. Sono igroscopiche il *gel di silice* o anche l'*allumina* (solidi) o il *cloruro di litio* (liquido).

I processi di adsorbimento dell'umidità specifica portano a saturazione gli assorbitori che quindi devono essere rigenerati mediante riscaldamento. Ne deriva che l'assorbimento igroscopico spesso richiede processi non continui o sistemi a masse rotanti con fase di riscaldamento intermedia.

Se si assume che una massa m_a di aria sia deumidificata mediante contatto da una massa m_g di sostanze igroscopiche, supponendo per semplicità che il processo sia adiabatico, si può scrivere il bilancio energetico:

$$m_a h_1 + m_g h_{g1} = m_a h_2 + [m_g + m_a (x_2 - x_1)] h_{g2} \quad [38]$$

ove si ha il simbolismo:

- h_1, h_2 *entalpia dell'aria umida in ingresso e in uscita dal deumidificatore;*
- h_{g1}, h_{g2} *entalpia iniziale e finale della massa igroscopica;*
- x_1, x_2 *umidità specifica dell'aria umida prima e dopo il trattamento.*

Poiché la massa di vapore assorbito e la variazione di entalpia della sostanza igroscopica sono piccole anche in questo caso si può ritenere che la trasformazione sia quasi *isoentalpica*.

Un deumidificatore igroscopico è rappresentato figura per funzionamento continuo. Si tratta di un tamburo rotante nel quale la massa igroscopica è posta alternativamente a contatto con l'aria da deumidificare e con aria calda secca per la fase di rigenerazione durante la quale viene ceduta l'umidità assorbita ripristinando la funzione igroscopica originaria.

La fase di rigenerazione termica (riscaldamento) può essere effettuata con energia solare, vedi schema di Figura 162 e Figura 163. In Figura 162 si ha un esempio di UTA con deumidificazione a energia solare. Il prodotto è in grado di condizionare l'aria utilizzando come fonte di energia una sorgente di calore a temperatura di 80 °C, quindi il calore generato da impianti solari termici, realizzando un sistema di solar air-conditioning.

Il carico latente è gestito indipendentemente da quello sensibile, e in maniera più efficiente rispetto ai sistemi convenzionali grazie alla deumidificazione chimica/adsorbimento solido tramite silice gel. Le temperature tipiche di questi processi sono:

- *sistema di dessiccamento: 50÷80 °C, si possono utilizzare collettori piani selettivi;*

- *assorbimento: 65÷85 °C, si possono usare collettori piano selettivi o tubi sotto vuoto.*
Le procedure di calcolo sono rinviate ai manuali tecnici di progettazione.

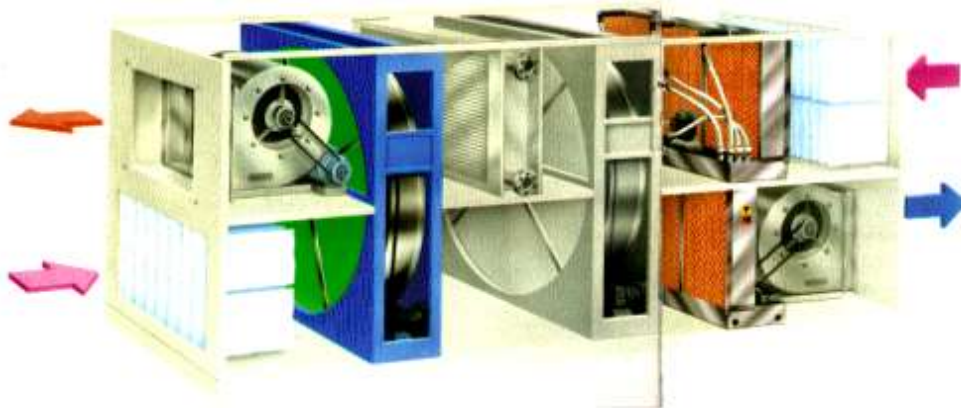


Figura 161: Schematizzazione di un deumidificatore solare

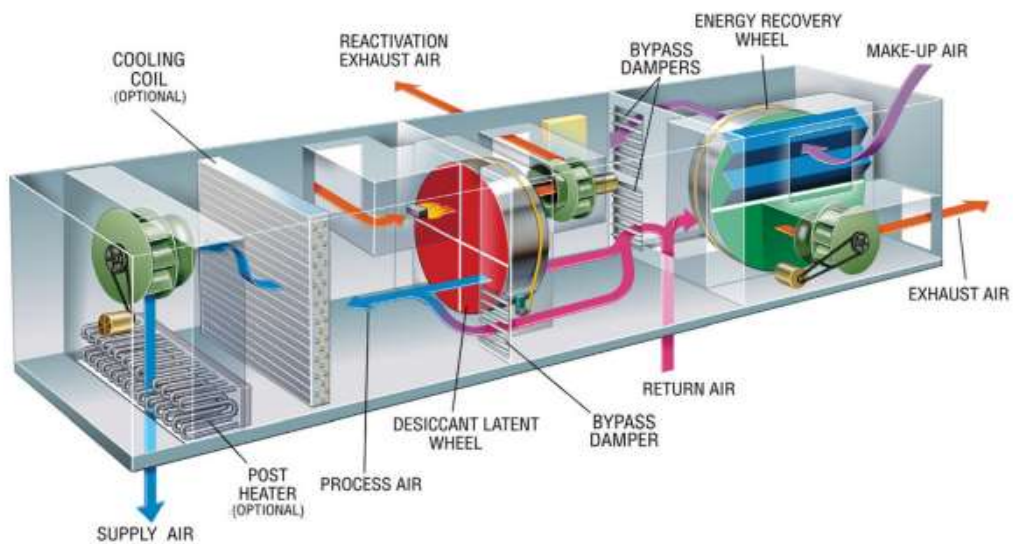


Figura 162: Esempio di UTA con deumidificatore solare

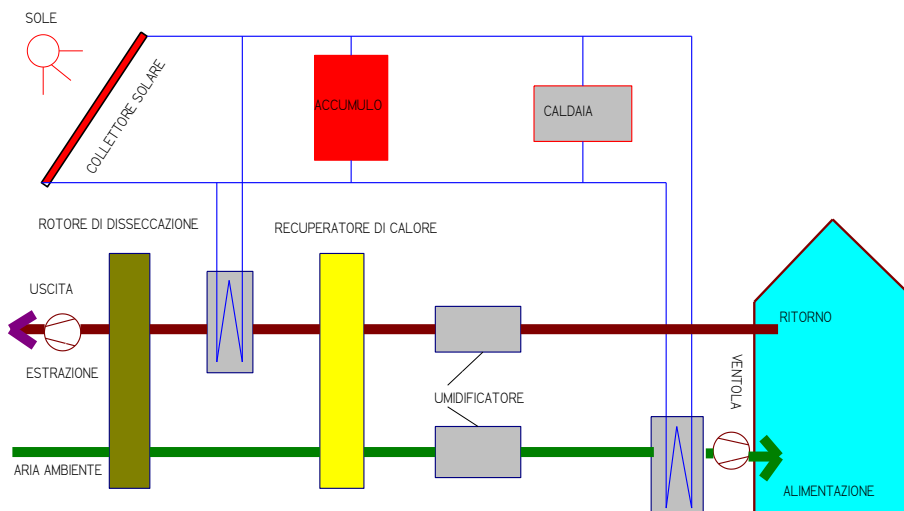


Figura 163: Layout di un dessiccatore alimentato ad energia solare



Figura 164: Unità di trattamento aria predisposta per l'uso del dessicatore solare

Cicli base dei processi DEC

La fase di raffreddamento evaporativo diretto è descritta in Figura 165 nella quale è visibile una saturazione adiabatca.

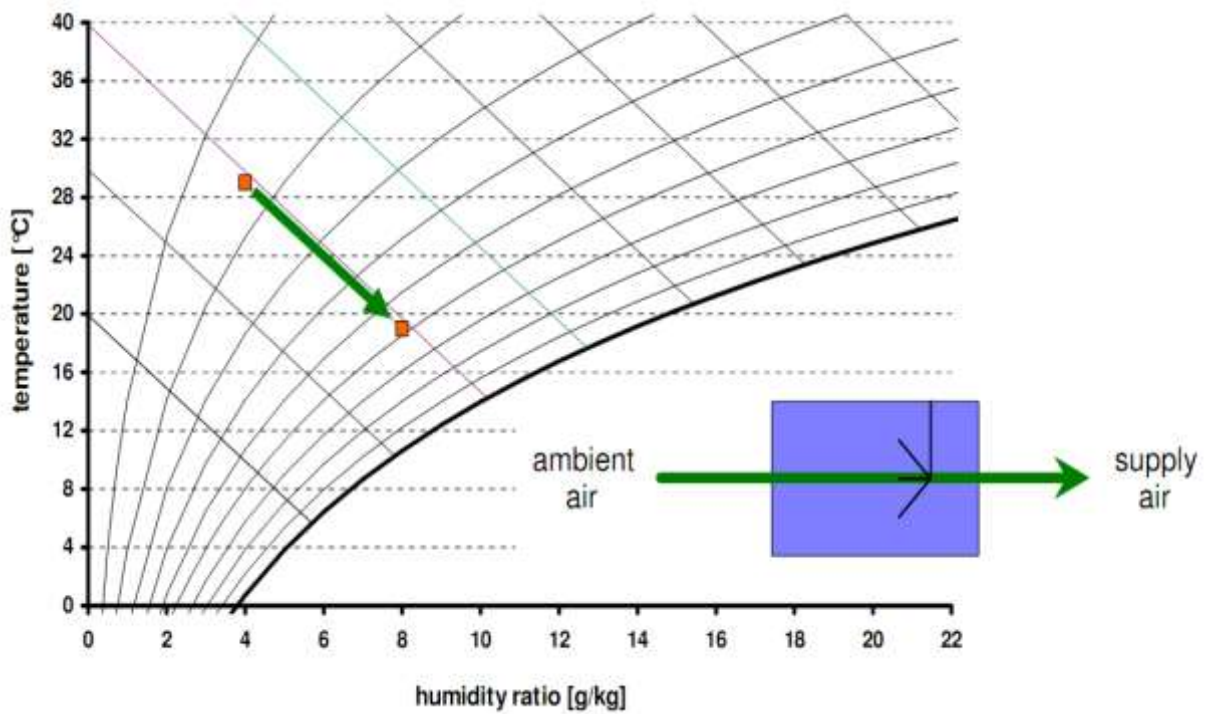


Figura 165: Fase di raffreddamento evaporativo

Si può avere un raffreddamento evaporativo indiretto nel quale l'aria ambiente viene raffreddata a spese dell'entalpia dell'aria di espulsione, come rappresentato in Figura 166.

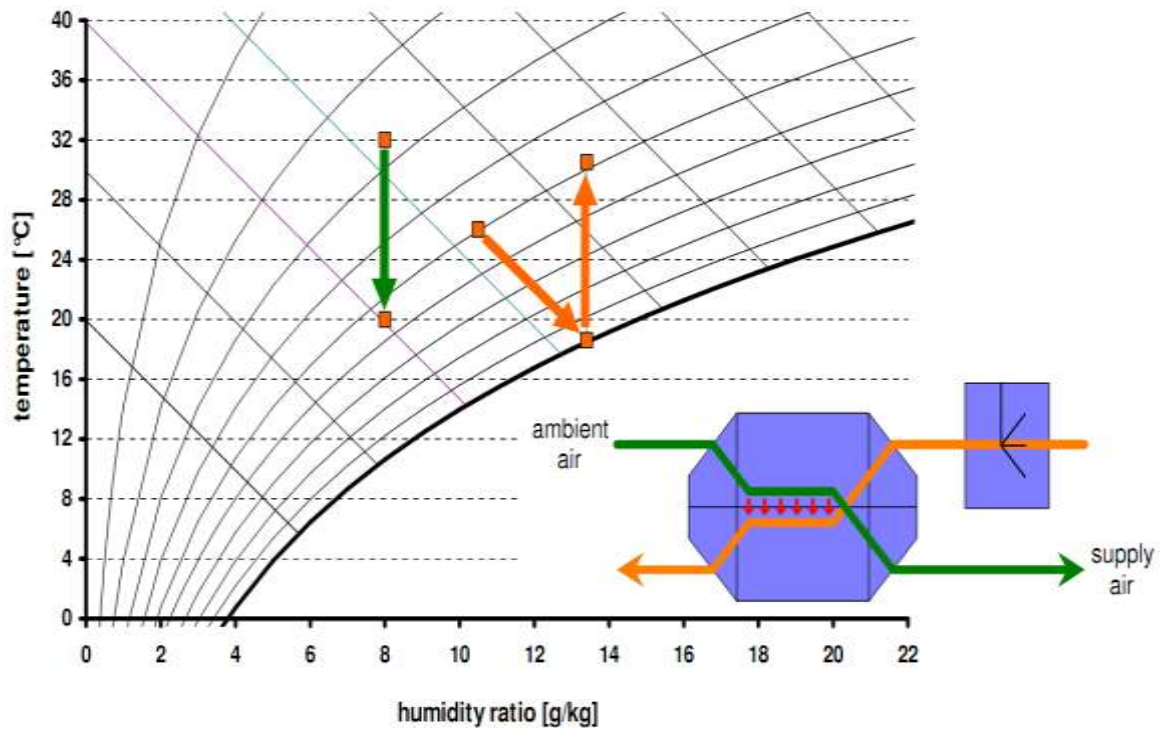


Figura 166: Raffreddamento evaporativo indiretto

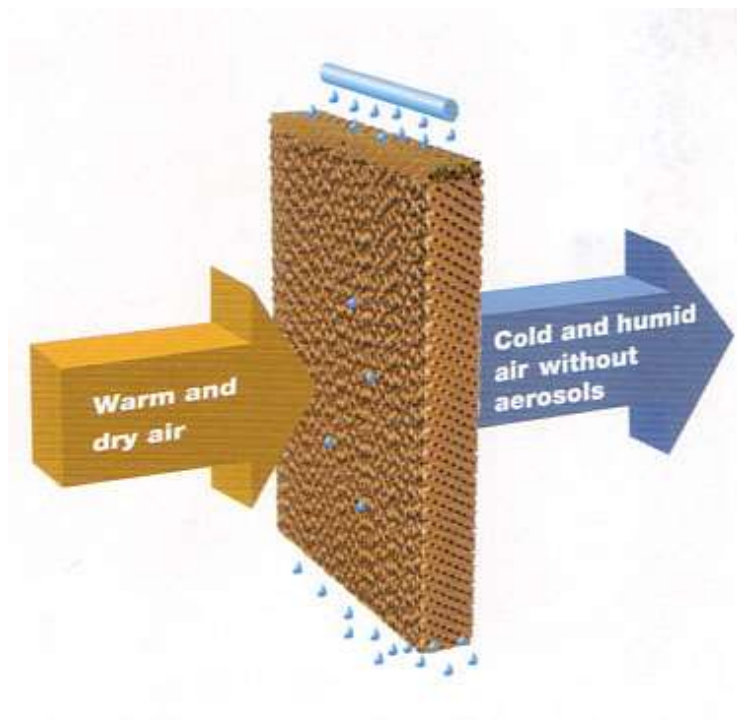


Figura 167: Raffreddamento evaporativo

Si può anche avere un raffreddamento evaporativo combinato, vedi Figura 168, nel quale l'aria ambiente viene raffreddata e deumidificata a spese dell'aria di espulsione che viene inizialmente saturata adiabaticamente per abbassarne la temperatura.

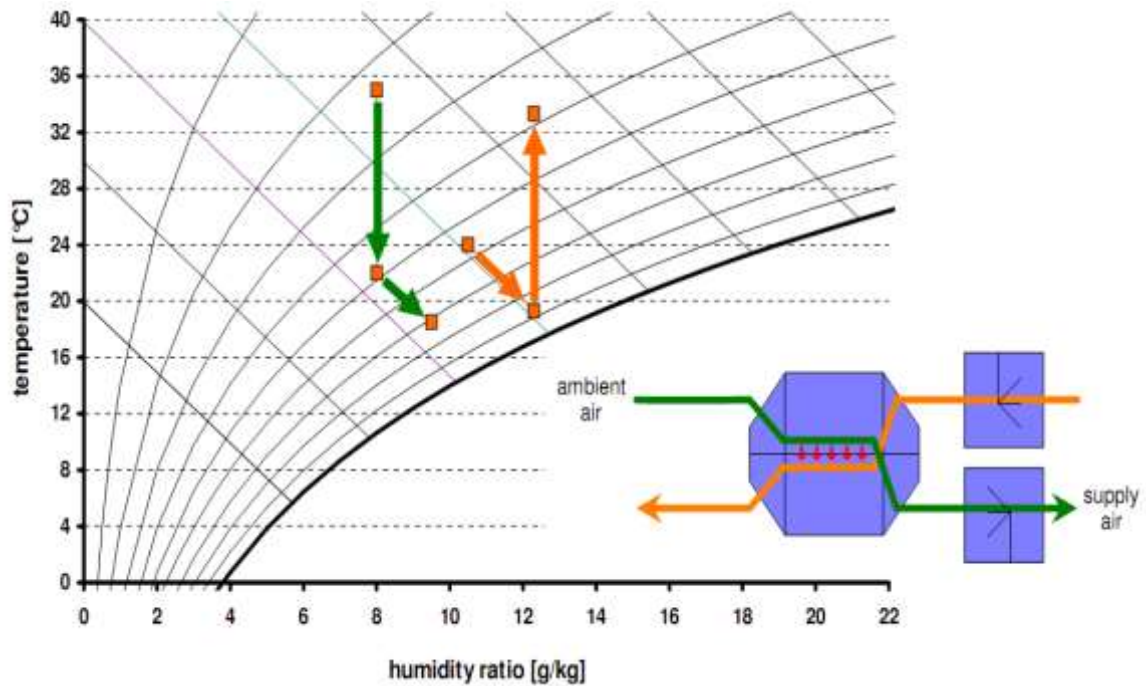


Figura 168: Raffreddamento evaporativo combinato

Processo standard per climi moderati

Il processo DEC standard per climi moderati è rappresentato in

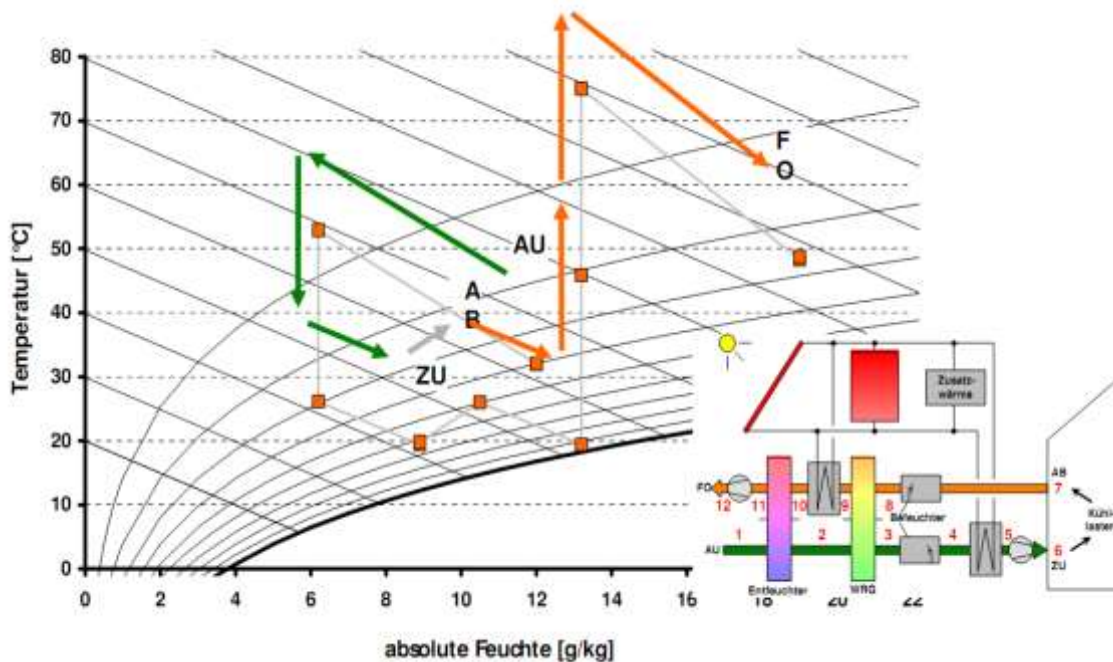


Figura 169: Processo standard per climi moderati

Il layout di riferimento è quello indicato in Figura 170 mentre in Figura 171 si ha lo stesso schema modificato con l'accoppiamento a collettori solari e per umidificazione spinta. In Figura 172 si ha lo schema operativo al quale corrispondono, nell'esempio considerato, le trasformazioni psicrometriche indicate in Figura 173. I calcoli possono essere facilmente impostati su un foglio elettronico e risolvono le condizioni di bilancio energetico ed igrometrico di ciascun componente. In Figura 174 si ha un esempio di foglio di bilancio termo - igrometrico che sarà discusso nel prosieguo.

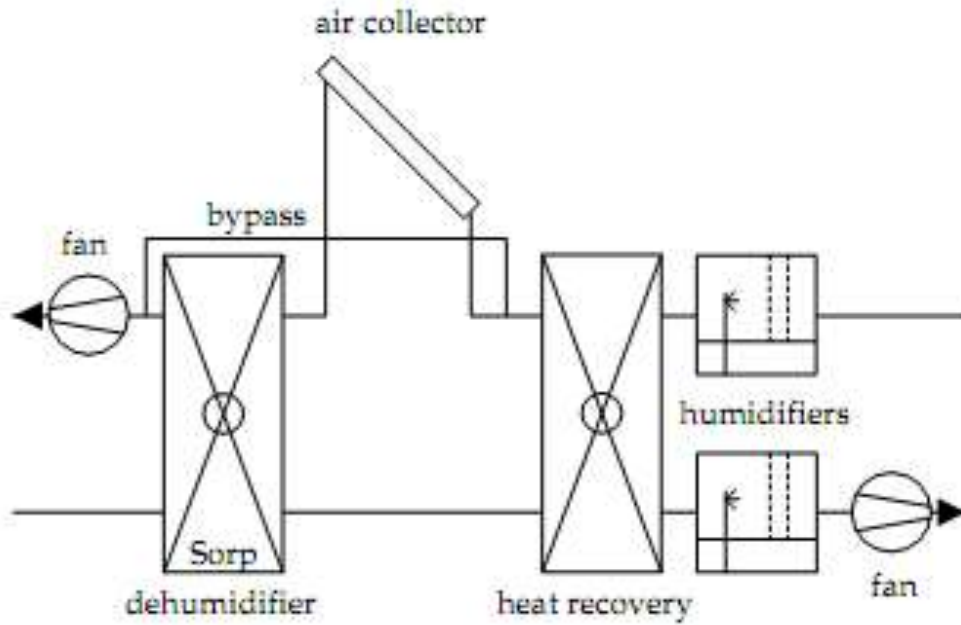


Figura 170: Layout per un ciclo solar cooling del tipo DEC

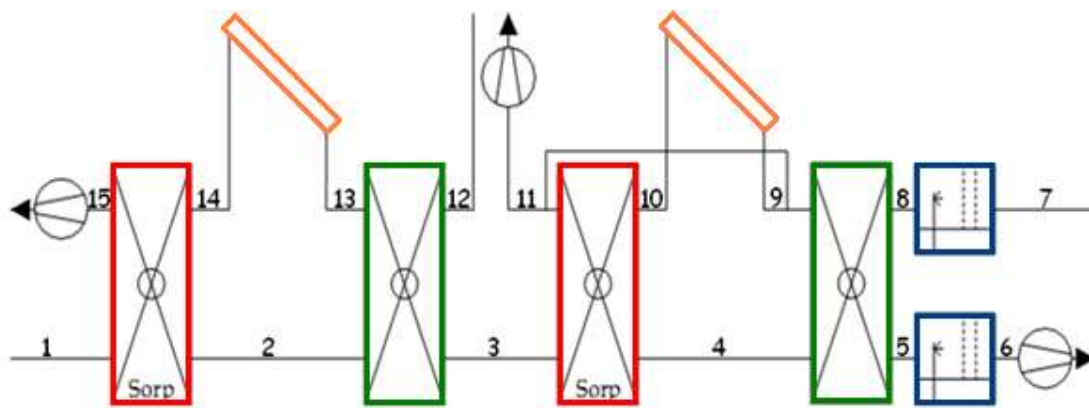


Figura 171: Sistema DEC accoppiato a collettori solari for deumidificazione spinta

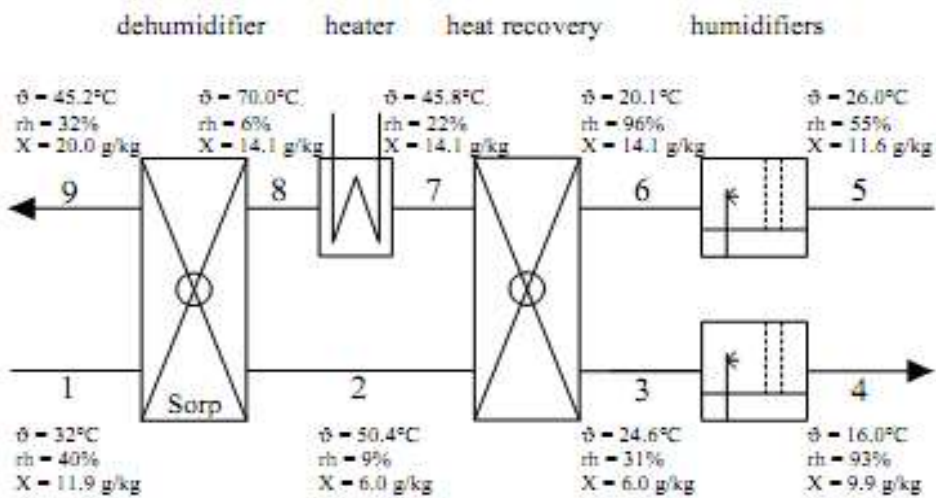


Figura 172: Condizioni operative per un sistema DEC con sistema di bypass del 25%

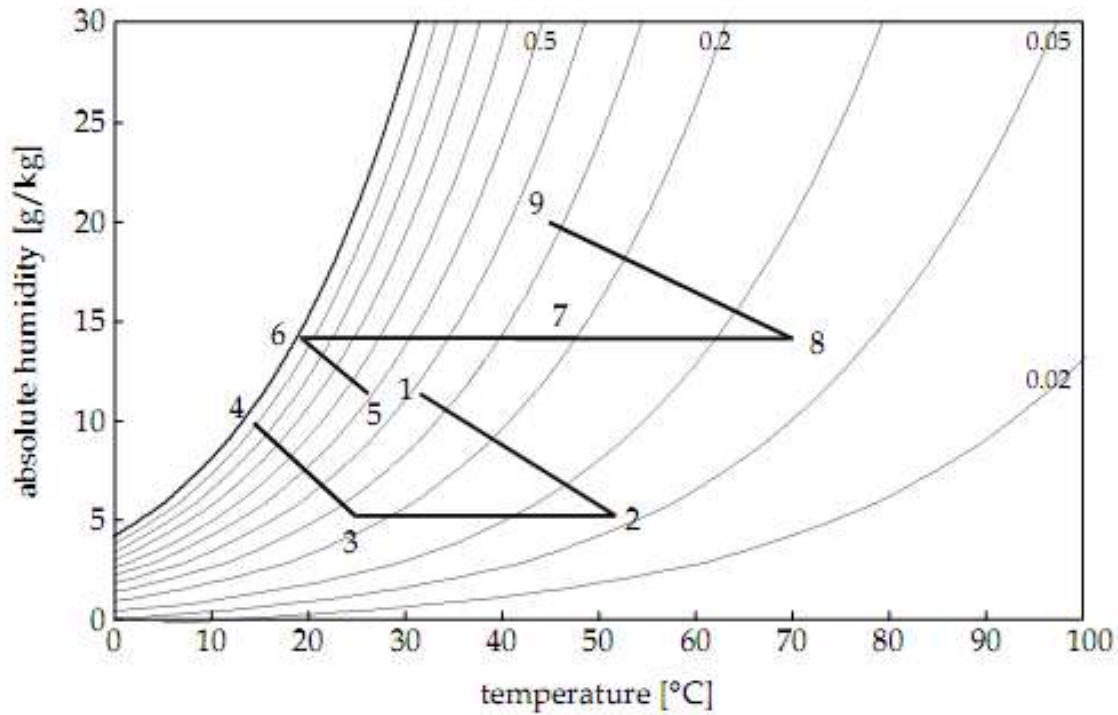


Figura 173: Trasformazione psicrometriche relative all’impianto di Figura 172

	Acque sanitaria		Collettore Solare		Umidificatore Adiabatico	
Q_{scorr}	4 [l/min]		P_{max}	20,97 [kW]	Q_{asssa}	8,05 [l/h]
ΔT	25 [°C]		Δh	24,87 [kJ/kg]	T_{asssa}	20,1 [°C]
			T	94,2 [°C]		
	10	9	8	7	6	5
T	34,9 [°C]	45,5 [°C]	70,0 [°C]	45,8 [°C]	20,1 [°C]	26,0 [°C]
UR	56 [-]	32 [-]	7 [-]	23 [-]	96 [-]	57 [-]
X	20,0 [g/kg]	20,0 [g/kg]	14,3 [g/kg]	14,3 [g/kg]	14,3 [g/kg]	11,9 [g/kg]
h	86,28 [kJ/kg]	97,31 [kJ/kg]	107,69 [kJ/kg]	82,82 [kJ/kg]	56,40 [kJ/kg]	56,40 [kJ/kg]
		1	2	3	4	
T		32,0 [°C]	50,4 [°C]	24,6 [°C]	19,0 [°C]	
UR		40 [-]	8 [-]	26 [-]	61 [-]	
X		11,8 [g/kg]	6,1 [g/kg]	6,1 [g/kg]	8,3 [g/kg]	
h		62,28 [kJ/kg]	66,23 [kJ/kg]	40,34 [kJ/kg]	40,14 [kJ/kg]	
				Umidificatore Adiabatico		
				Q_{asssa}	7,61 [l/h]	
				T_{asssa}	19,0 [°C]	

Figura 174. Bilancio termo-igrometrico del sistema DEC standard

7.1.3 IL MODELLO DI CALCOLO DEI SISTEMI DEC

Grazie alla capacità di calcolo del foglio elettronico di Microsoft Excel, è stato possibile realizzare un modello di simulazione dell’impianto di Solar cooling, che possa garantire la climatizzazione estiva dei locali al variare delle condizioni ambientali esterne.

Lo sviluppo di questo modello, è basato sui dati della facoltà di ingegneria a Stoccarda; i dati sperimentali sono stati riportati in grafici e tabelle e sono relativi alle misure di temperatura, umidità relativa e assoluta di ingresso e uscita dei vari dispositivi presenti nell’intero sistema, quali ruota essiccante, scambiatori di calore, umidificatori adiabatici e collettori solari.

Dalla Figura 172 è possibile vedere una schematizzazione dell'impianto con i dispositivi e i relativi dati di temperatura e umidità. Tale schema è stato il punto di partenza per la realizzazione del modello in un foglio Excel. Attraverso infatti un suo attento studio, una ricerca accurata delle correlazioni tra i vari dati e soprattutto dopo aver preso coscienza delle equazioni che regolano l'intero sistema, è stato possibile ricreare un tipo di simulatore abbastanza semplice da gestire e adattare ai propri scopi.

Il modello si presenta con una serie di gruppi di caselle colorate, all'interno dei quali vi sono i dati di temperatura, umidità relativa e assoluta, entalpia specifica, dei vari punti dell'impianto; questi sono stati inoltre numerati in successione, in modo da indicare il percorso che l'aria compie all'interno del sistema. A completare il modello, vi sono delle tabelle per i dati di input relativi alle condizioni ambientali esterne, ai rendimenti dei vari dispositivi e alla portata di aria trattata.

Tutto ciò è stato realizzato utilizzando le equazioni fondamentali della psicrometria riguardanti le trasformazioni dell'aria umida e le equazioni relative alla trasmissione del calore, comprendenti quelle dei bilanci energetici dei vari dispositivi presenti nell'impianto. Andando adesso nello specifico e considerando singolarmente i vari dispositivi dell'impianto, sarà possibile evidenziare tutte le trasformazioni cui l'aria è soggetta dal momento in cui entra nell'impianto fino a quello in cui viene reimpressa nell'ambiente esterno.

7.1.4 ANALISI DEL PRIMO MODELLO

Per quanto riguarda un primo modello, ricreato dal caso preso in esame (con aggiunta di scambiatore di calore per acqua calda sanitaria), essendo l'impianto-test installato nel centro Europa, in cui la temperatura si aggira intorno ai 32°C e l'umidità intorno al 40%, esso è costituito da 6 dispositivi principali e precisamente:

- una ruota essiccante
- uno scambiatore di calore rotativo
- due umidificatori adiabatici
- un collettore solare
- uno scambiatore di calore per ACS (non presente in figura) come è possibile osservare nella figura sotto.

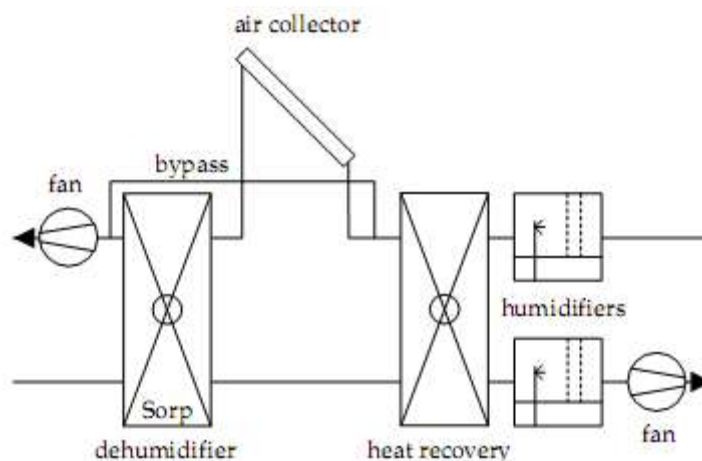


Figura 175: Modello Desiccant base

Ruota essiccante

Per il funzionamento di questo dispositivo (rappresentato in Figura 175), all'interno del modello, diviene necessario conoscere alcuni parametri fondamentali. Tali dati sono la temperatura di ingresso dell'aria di rigenerazione, e l'umidità assoluta o specifica in uscita dell'aria di processo,

la cui variazione ΔX tra l'aria in ingresso e uscita (punti 1 e 2), sarà anche uguale a quella tra l'aria di rigenerazione in ingresso e uscita (punti 3 e 4).

Dai vari cataloghi di ruote essicanti, è possibile recuperare i valori della temperatura e dell'umidità assoluta; quest'ultima però, andrebbe ricavata caso per caso tramite metodi iterativi oppure grafici sperimentali, essendo dipendente dalla temperatura e umidità in ingresso dell'aria di processo, dallo spessore e dalla velocità della ruota e dalla temperatura e umidità dell'aria di rigenerazione.

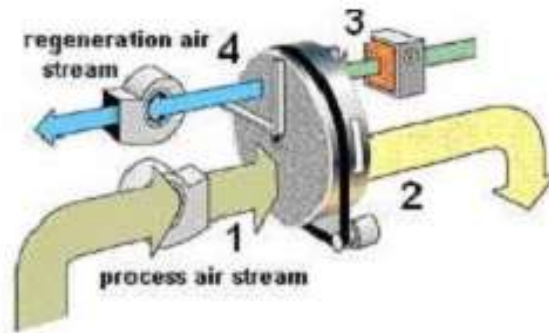


Figura 176: Ruota desiccante

I grafici che possono, ad esempio, essere utilizzati, sono i medesimi rappresentati in

Figura 177, in cui le unità di misura utilizzate sono il [gr/lb] (grano/libbra) per l'umidità assoluta e il [°F] per la temperatura, facenti parte del sistema di unità imperiale anglosassone. Per ottenere i valori dell'umidità specifica in uscita dell'aria di processo, si è ricercato inizialmente in diversi cataloghi di ruote essicanti i dati sperimentali riportati, grazie ai quali, è stata ricavata una grandezza media di ΔX , utilizzabile nel modello, da sottrarre alla X dell'aria in ingresso alla ruota; in seguito però si è scelto di utilizzare il valore della ΔX presente nella pubblicazione.

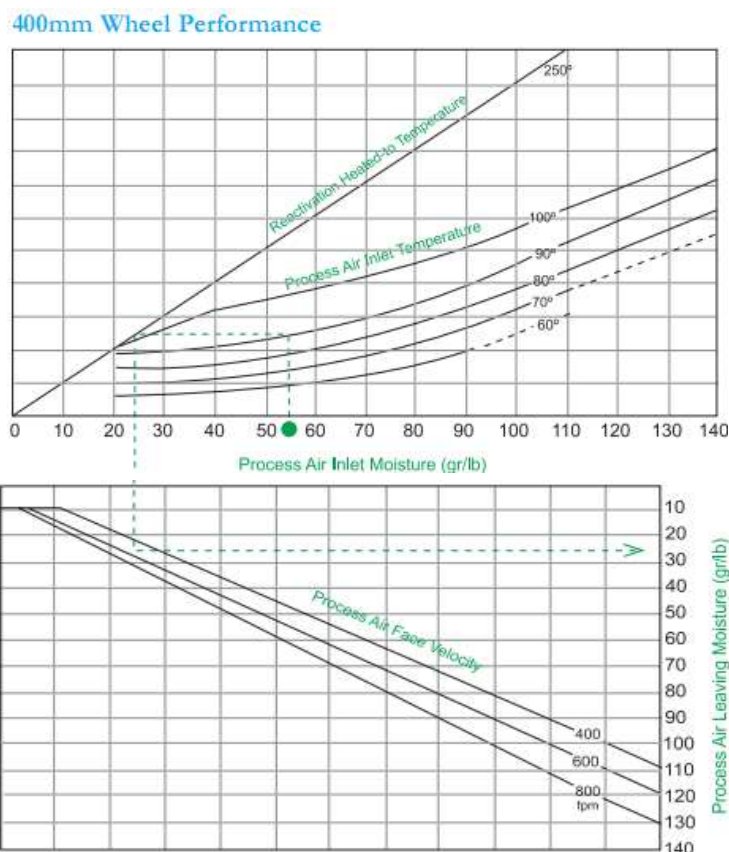


Figura 177: Dati per il bilancio della ruota desiccante

Dalla Figura 178 è possibile osservare il tratto di modello riguardante la ruota essiccante.

Qui sono presenti i valori di temperatura (T), umidità relativa (UR) e assoluta (X), l'entalpia specifica (h) rispettivamente per i punti 1,2 riguardanti l'aria di processo in ingresso e uscita e per i punti 8,9 per l'aria di rigenerazione in ingresso e uscita.

	9	8
T	45,5 [°C]	70,0 [°C]
UR	32 [-]	7 [-]
X	20,0 [g/kg]	14,3 [g/kg]
h	97,31 [kJ/kg]	107,69 [kJ/kg]

	1	2
T	32,0 [°C]	50,4 [°C]
UR	40 [-]	8 [-]
X	11,8 [g/kg]	6,1 [g/kg]
h	62,28 [kJ/kg]	66,23 [kJ/kg]

Figura 178: Risultati del bilancio

Punto 1

Nel punto 1, i dati T e UR, o ϕ , sono relativi alle condizioni ambientali esterne; variabili quindi che devono essere impostate dall'utente. Per quanto riguarda invece la "X" la "h" queste vengono ricavate attraverso le equazioni di psicrometria. Conoscendo infatti la pressione di saturazione, dipendente dalla temperatura, è possibile trovare la X mediante la:

$$x = 0,622 \frac{\phi P_{vs}}{P_s - \phi P_{vs}}$$

Per la "h", invece è necessario utilizzare la:

$$h_{1+x} = h = 1.003t + x(2501 + 1.93t) \quad [39]$$

Punto 2

Nel punto 2, la T è stata ricavata dal bilancio delle potenze della ruota essiccante:

$$Q_1 c_p (T_2 - T_1) = Q_2 c_p (T_8 - T_9)$$

La X, dovendo essere il ΔX uguale sia per l'aria di processo che per quella di rigenerazione, è stata ottenuta dalla differenza tra la X_1 e il ΔX_{8-9}

La UR invece, è stata calcolata dal rapporto tra la pressione di vapore e quella di saturazione relative alle T e X considerate.

Punto 8

La T nel punto 8, temperatura dell'aria di rigenerazione, è un dato di input da impostare in base al tipo di ruota essiccante; qui è stato scelto il valore di 70°C che è il più utilizzato per le ruote standard.

La X è la stessa, come si vedrà in seguito, di quella uscente dal collettore solare.

Punto 9

Per quanto riguarda il punto 9, la T è ricavata considerando inizialmente la trasformazione 8-9 isoentalpica, trovando quindi una temperatura ideale del processo di rigenerazione. A questa infine, per ottenere la T reale, viene moltiplicato un certo parametro di rendimento dovuto al passaggio di calore tra la zona 1-2 e 8-9 della ruota. La X è stata impostata uguale a quella presente nella pubblicazione.

Scambiatore rotativo

Questa parte di modello, osservabile in Figura 179, rappresenta lo scambiatore di calore sensibile rotativo.

	7		6
	45,8 [°C]		20,1 [°C]
	23 [-]		96 [-]
	14,3 [g/kg]		14,3 [g/kg]
	82,82 [kJ/kg]		56,40 [kJ/kg]
2			3
	50,4 [°C]		24,6 [°C]
	8 [-]		31 [-]
	6,1 [g/kg]		6,1 [g/kg]
	66,23 [kJ/kg]		40,14 [kJ/kg]

Figura 179: Bilancio scambiatore rotativo

Punto 3

Tralasciando il punto 2 visto in precedenza e considerando quindi il punto 3 la T viene calcolata tramite l'equazione di bilancio termico dello scambiatore con il relativo rendimento, che approssimata diviene:

$$T_3 = T_2 - \eta_{ecw} (T_2 - T_6)$$

La X avrà lo stesso valore del punto precedente, essendo la trasformazione 2-3 isotitolo cioè senza variazione di umidità specifica.

Punto 6

Nel punto 6 del modello la T è imposta in quanto è la temperatura dell'aria uscente dall'umidificatore adiabatico; la X è stata ricavata conoscendo la T e la h, la quale è uguale all'entalpia di ingresso dell'umidificatore.

Punto 7

Infine nel punto 7, la T si calcola anche qui mediante l'equazione di bilancio delle potenze mentre la X è la medesima di quella precedente, tenendo presente che anche quest'ultima trasformazione 6-7 è isotitolo.

Umidificatori adiabatici

Gli umidificatori adiabatici, come si è visto in precedenza, sfruttano il principio della saturazione dell'aria, tramite il contatto con l'acqua nebulizzata, per poterne aumentare l'umidità specifica e farne diminuire la temperatura. Nel modello, il saturatore è rappresentato come in Figura 180.

3		4	
24,6 [°C]		19,0 [°C]	
31 [-]		61 [-]	
6,1 [g/kg]		8,3 [g/kg]	
40,14 [kJ/kg]		40,14 [kJ/kg]	
Umidificatore Adiabatico			
Q _{acqua}		7,61 [l/h]	
T _{acqua}		19,0 [°C]	

Figura 180: Bilancio negli umidificatori adiabatici

Punto 4

Qui la T viene impostata dall’utente, in quanto è la temperatura dell’aria utile a climatizzare il locale ed è anche uguale alla temperatura dell’acqua di ingresso nel saturatore. Per conoscere la portata d’acqua necessaria a refrigerare l’aria, è stata utilizzata l’equazione di bilancio psicrometrico per la saturazione adiabatica con acqua fredda:

$$m_1 \frac{x_1}{1000} + m_v = m_2 \frac{x_2}{1000}$$

Per quanto invece riguarda l’umidità specifica X, questa è stata ricavata grazie all’equazione dell’entalpia [39] che qui si ripete:

$$h = 1.003t + x(2501 + 1.93t)$$

Sapendo che la trasformazione 3-4 è isoentalpica, è stato possibile utilizzare come h quella del punto 3 e calcolare quindi la X₄, sostituendo ovviamente alla t il valore precedentemente considerato.

Discorso analogo per il secondo umidificatore, l’unica differenza sta nei dati di T e UR dell’aria di ritorno, nel punto 5, in ingresso al saturatore, che questa volta sono da impostare in base ad esigenze di comfort.

Umidificatore Adiabatico			
Q _{acqua}		8,05 [l/h]	
T _{acqua}		20,1 [°C]	
6		5	
20,1 [°C]		26,0 [°C]	
96 [-]		57 [-]	
14,3 [g/kg]		11,9 [g/kg]	
56,40 [kJ/kg]		56,40 [kJ/kg]	

Figura 181: Bilancio punto 4

Collettore solare

Una parte fondamentale del sistema è la sorgente di calore utilizzabile per la rigenerazione della ruota essiccante.

Questa è costituita da un collettore solare termico che può essere piano con pannelli selettivi, a tubi sottovuoto oppure a concentrazione, a seconda delle esigenze relative alla zona geografica in cui viene installato l’impianto di Solar cooling.

Nel modello il collettore solare è rappresentato dal punto 7 e 8:

Collettore Solare			
P_{heat}	20,97	[kW]	
Δh	24,87	[kJ/kg]	
T	94,2	[°C]	
	8		7
	70,0	[°C]	45,8 [°C]
	7	[-]	23 [-]
	14,3	[g/kg]	14,3 [g/kg]
	107,69	[kJ/kg]	82,82 [kJ/kg]

Figura 182: Bilancio collettore solare

Qui, per quanto riguarda il collettore, è stata calcolata la potenza necessaria a riscaldare l'aria di rigenerazione e portarla da una T_7 a una T_8 , la Δh nella trasformazione isotitolo 7-8 e in ultimo, la temperatura del liquido riscaldante interno al collettore.

La potenza del collettore, è stata ricavata dal prodotto tra la Δh_{7-8} e la portata dell'aria di ritorno. Per la temperatura del liquido riscaldante, è stata utilizzata l'equazione inversa per il calcolo dell'entalpia, la quale, in questo caso, è data dalla somma di h_8 con Δh_{7-8} .

Scambiatore di calore per acqua sanitaria

Nel modello di impianto di Solar cooling l'aria uscente dalla ruota essiccante, veniva reimpressa direttamente nell'ambiente esterno ad una temperatura superiore ai 45°C; in questo modello invece, per evitare ciò, è stata effettuata una variante collegando uno scambiatore di calore in serie alla ruota essiccante, in modo da poter sfruttare l'energia termica residua dell'aria in uscita.

Tale scambiatore di calore, è stato inserito con lo scopo di riscaldare l'acqua sanitaria.

Acqua sanitaria			
Q_{dispon}	3,3	[l/min]	
ΔT	25	[°C]	
	10		9
	34,9	[°C]	45,5 [°C]
	56	[-]	32 [-]
	20,0	[g/kg]	20,0 [g/kg]
	86,28	[kJ/kg]	97,31 [kJ/kg]

Figura 183: Bilancio dello scambiatore di calore per acqua sanitaria

Collegato nel modello tra i punti 9 e 10, si avrà un ΔT_{9-10} di una decina di gradi per quanto riguarda l'aria in uscita e una portata accettabile di acqua calda con un ΔT di 25°C.

Digitando i valori della ΔT e della Q_{disp} , verrà visualizzata la T_{10} ottenuta dall'equazione di bilancio delle potenze dello scambiatore di calore:

$$m_H \Delta h_h = m_C \Delta h_c$$

dove m_h e m_c , sono rispettivamente la portata dell'aria calda e dell'acqua fredda mentre la Δh_h e Δh_c sono la variazione di entalpia per l'aria in ingresso e uscita e per l'acqua in ingresso e uscita dallo scambiatore.

Grafico del modello

Volendo adesso riportare tutti i punti, appena descritti, in un grafico, vedi Figura 184, dove ogni coppia o terna di punti rappresenta una trasformazione psicrometrica.

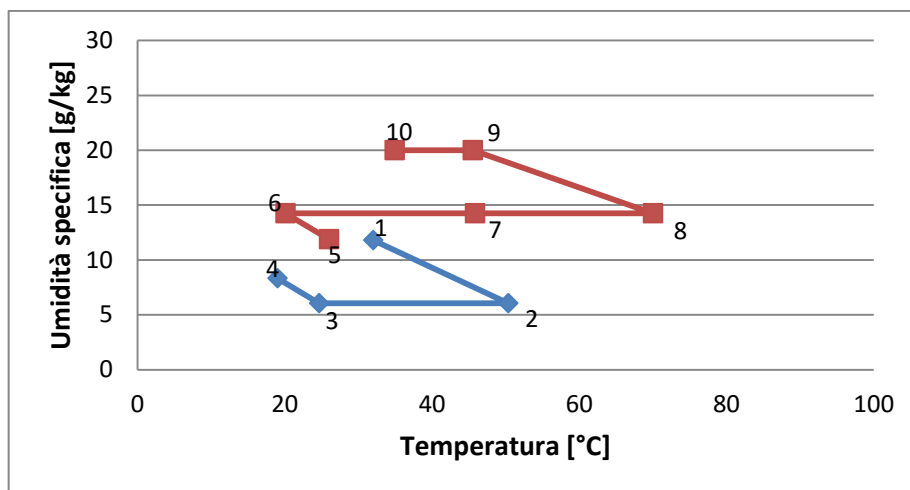


Figura 184: Risultati del modello di calcolo

Nello specifico si ha:

- *Trasformazione 1-2 : deumidificazione per adsorbimento*
- *Trasformazione 2-3 : raffreddamento sensibile*
- *Trasformazione 3-4 : umidificazione adiabatica*
- *Trasformazione 5-6 : umidificazione adiabatica*
- *Trasformazione 6-7-8 : riscaldamento sensibile*
- *Trasformazione 8-9 : umidificazione per adsorbimento*
- *Trasformazione 9-10 : raffreddamento sensibile*

Dalla tabella sottostante, invece, è possibile osservare i valori della temperatura e dell'umidità specifica dei relativi punti del grafico:

	T [°C]	X [g/kg]
1	32,0	11,79
2	50,4	6,06
3	24,6	6,06
4	19,0	8,32
5	26,0	11,88
6	20,1	14,27
7	45,8	14,27
8	70,0	14,27
9	45,5	20,00
10	34,9	20,00

Figura 185: Valori termo igrometrici dei punti calcolati

7.1.5 SECONDO MODELLO

Nel caso in cui quest'impianto venga installato ad esempio in regioni mediterranee, a causa degli elevati valori dell'umidità dell'aria, una configurazione standard del sistema desiccant cooling, vista in precedenza, non è in grado di ridurre l'umidità al di sotto di un valore sufficiente a garantire il raffreddamento evaporativo diretto; è quindi necessaria una progettazione più specifica del ciclo essiccante.

Una rielaborazione del progetto è stata realizzata nel secondo modello attraverso l'utilizzo di una ruota essiccante con relativo collettore solare e uno scambiatore rotativo addizionali, come schematizzato in Figura 171.

Il modello consta di 10 dispositivi principali e precisamente:

- *due ruote essiccanti*
- *due scambiatori di calore rotativi*
- *due umidificatori adiabatici*
- *due collettori solari*
- *due scambiatori di calore per ACS (non in figura)*

Descrizione del modello

In questo secondo modello, l'aria di processo, proveniente dall'ambiente esterno, è costretta a passare attraverso due sistemi di ruota essiccante – scambiatore rotativo collegati in serie. Grazie a questo, quindi, l'aria in ingresso al saturatore adiabatico presenterà una temperatura e un'umidità tali da poter permettere al sistema evaporativo di raffreddarla adeguatamente per l'utilizzo nella climatizzazione del locale.

L'aria di ripresa proveniente dal locale, viene umidificata fino a raggiungere il punto di saturazione e inviata al recuperatore di calore. In uscita dallo scambiatore di calore, l'aria viene riscaldata tramite collettore solare e mandata alla seconda ruota essiccante. In questo modo, l'umidità assorbita in precedenza, viene riconsegnata all'aria che sarà immessa nello scambiatore per ACS. Per poter rigenerare la prima ruota essiccante dell'impianto, è necessario riprendere l'aria dall'ambiente esterno e farla passare attraverso l'altro sistema scambiatore – collettore – ruota essiccante. In questo modo entrambe le ruote assorbenti saranno rigenerate e pronte per il ciclo successivo.

Avendo utilizzato le medesime equazioni descritte per il primo modello, qui verranno illustrate solamente le trasformazioni cui l'aria è soggetta nel passaggio tra i vari punti che compongono il sistema.

L'unica sostanziale differenza tra i due modelli, sta nel parametro ΔX dell'aria tra ingresso e uscita dalle ruote essiccanti. Mentre nel primo modello è stato utilizzato lo stesso della pubblicazione, qui, nel secondo modello, è stato ricavato attraverso una equazione dipendente dai valori della temperatura e dell'umidità specifica dell'aria di processo e di rigenerazione in ingresso alla ruota. Quest'equazione, può essere scritta come una funzione polinomiale e precisamente:

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^N a_i x_i + \sum_{i=1, j=1}^N a_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1, j=1, k=1}^N a_{ijk} x_i x_j x_k + \dots + a_{1\dots N} x_1 \dots x_N$$

in cui :

- *y è il risultato del fenomeno studiato che in questo caso è il ΔX*
- *x_i è un parametro che influenza il fenomeno*
- *a_0 è un effetto costante*
- *a_i è l'effetto del singolo parametro*
- *a_{ij} è l'effetto della doppia interazione*

• a_{ijk} è l'effetto della tripla interazione

Considerando l'effetto dei quattro parametri visti in precedenza, l'equazione sarà:

$$\begin{aligned} \Delta x = & 4,987 - 0,828 \frac{T_i - 30}{10} + 0,6275 \frac{x_i - 12,75}{4} + 1,1438 \frac{T_8 - 65}{20} - 0,491 \frac{x_8 - 12,5}{5} + \\ & + 0,0425 \frac{T_1 - 30}{10} \frac{x_1 - 12,75}{4} + 0,0888 \frac{T_1 - 30}{10} \frac{T_8 - 65}{20} - 0,086 \frac{T_1 - 30}{10} \frac{x_8 - 12,5}{5} + \\ & + 0,0563 \frac{x_1 - 12,75}{4} \frac{T_8 - 65}{20} + 0,0788 \frac{x_1 - 12,75}{4} \frac{x_8 - 12,75}{5} - 0,053 \frac{T_8 - 65}{20} \frac{x_8 - 12,5}{5} \end{aligned}$$

dove T_1 e X_1 sono quindi la temperatura e umidità specifica dell'aria di processo in ingresso alla ruota mentre T_8 e X_8 sono la temperatura e umidità specifica dell'aria di rigenerazione in ingresso alla ruota. L'equazione è stata limitata fino all'effetto dato dalla doppia interazione, dato che i valori ottenuti da interazioni superiori sono molto prossimi a zero.

7.1.6 TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE NEL SECONDO MODELLO

Aria di processo

Trasformazione 1-2: 1° deumidificazione per adsorbimento attraverso la prima ruota essiccante.

	1		2	
T	36,0	[°C]	54,6	[°C]
UR	60	[-]	17	[-]
X	22,5	[g/kg]	16,5	[g/kg]
H	93,80	[kJ/kg]	97,66	[kJ/kg]

Figura 186: Bilancio aria di processo - Trasformazione 1-2

Trasformazione 2-3: 1° raffreddamento sensibile mediante il primo scambiatore di calore rotativo.

2		3	
54,6	[°C]	38,8	[°C]
17	[-]	38	[-]
16,5	[g/kg]	16,5	[g/kg]
97,66	[kJ/kg]	81,29	[kJ/kg]

Figura 187: Bilancio aria di processo - Trasformazione 2-3

Trasformazione 3-4: 2° deumidificazione per adsorbimento attraverso la seconda ruota essiccante.

3		4	
38,8	[°C]	57,5	[°C]
38	[-]	9	[-]
16,5	[g/kg]	10,5	[g/kg]
81,29	[kJ/kg]	85,02	[kJ/kg]

Figura 188: Bilancio aria di processo - Trasformazione 3-4

Trasformazione 4-5: 2° raffreddamento sensibile attraverso il secondo scambiatore rotativo.

4		5	
57,5	[°C]	27,3	[°C]
9	[-]	46	[-]
10,5	[g/kg]	10,5	[g/kg]
85,02	[kJ/kg]	54,15	[kJ/kg]

Figura 189: Bilancio aria di processo - Trasformazione 4-5

Trasformazione 5-6: umidificazione adiabatica:

5		6	
27,3	[°C]	21,0	[°C]
46	[-]	83	[-]
10,5	[g/kg]	13,0	[g/kg]
54,15	[kJ/kg]	54,15	[kJ/kg]

Umidificatore Adiabatico			
Q _{acqua}	8,60	[l/h]	
T _{acqua}	21,0	[°C]	

Figura 190: Bilancio aria di processo - Trasformazione 5-6

Aria di rigenerazione

Trasformazione 7-8: umidificazione adiabatica:

Umidificatore Adiabatico			
Q _{acqua}	5,48	[l/h]	
T _{acqua}	22,0	[°C]	

8		7	
22,0	[°C]	26,0	[°C]
97	[-]	70	[-]
16,3	[g/kg]	14,7	[g/kg]
63,46	[kJ/kg]	63,46	[kJ/kg]

Figura 191: Bilancio aria di processo - Trasformazione 7-8

Trasformazione 8-9: 1° riscaldamento sensibile tramite secondo scambiatore rotativo.

9		8	
52,2	[°C]	22,0	[°C]
19	[-]	97	[-]
16,3	[g/kg]	16,3	[g/kg]
94,61	[kJ/kg]	63,46	[kJ/kg]

Figura 192: Bilancio aria di processo - Trasformazione 8-9

Trasformazione 9-10: 2° riscaldamento sensibile tramite secondo collettore solare.

Collettore Solare			
P_{heat}	15,49	[kW]	
Δh	18,37	[kJ/kg]	
T	87,8	[°C]	
10		9	
70,0	[°C]	52,2	[°C]
8	[-]	19	[-]
16,3	[g/kg]	16,3	[g/kg]
112,97	[kJ/kg]	94,61	[kJ/kg]

Figura 193: Bilancio aria di processo - Trasformazione 9-10

Trasformazione 10-11: 1° umidificazione per adsorbimento attraverso seconda ruota essiccante.

11		10	
45,0	[°C]	70,0	[°C]
36	[-]	8	[-]
22,3	[g/kg]	16,3	[g/kg]
102,67	[kJ/kg]	112,97	[kJ/kg]

Figura 194: Bilancio aria di processo - Trasformazione 10-11

Trasformazione 11-11b: 1° raffreddamento sensibile tramite primo scambiatore di calore per ACS.

11b		11	
35,9	[°C]	45,0	[°C]
59	[-]	36	[-]
22,3	[g/kg]	22,3	[g/kg]
93,14	[kJ/kg]	102,67	[kJ/kg]

Figura 195: Bilancio aria di processo - Trasformazione 11-11b

Trasformazione 12-13: 3° riscaldamento sensibile tramite primo scambiatore rotativo.

13		12	
51,8	[°C]	36,0	[°C]
26	[-]	60	[-]
22,5	[g/kg]	22,5	[g/kg]
110,34	[kJ/kg]	63,46	[kJ/kg]

Figura 196: Bilancio aria di processo - Trasformazione 12-13

Trasformazione 13-14: 4° riscaldamento sensibile tramite primo collettore solare

Collettore Solare		
P_{heat}	15,98	[kW]
Δh	18,94	[kJ/kg]
T	88,2	[°C]

14		13	
70,0	[°C]	51,8	[°C]
11	[-]	26	[-]
22,5	[g/kg]	22,5	[g/kg]
129,28	[kJ/kg]	110,34	[kJ/kg]

Figura 197: Bilancio aria di processo - Trasformazione 13-14

Trasformazione 13-14: 2° umidificazione per adsorbimento attraverso prima ruota essiccante

15		14	
45,1	[°C]	70,0	[°C]
46	[-]	11	[-]
28,5	[g/kg]	22,5	[g/kg]
118,84	[kJ/kg]	129,28	[kJ/kg]

Figura 198: Bilancio aria di processo - Trasformazione 13-14

Trasformazione 15-16: 2° raffreddamento sensibile tramite secondo scambiatore di calore per ACS.

16		15	
35,9	[°C]	45,1	[°C]
75	[-]	46	[-]
28,5	[g/kg]	28,5	[g/kg]
109,07	[kJ/kg]	118,84	[kJ/kg]

Figura 199: Bilancio aria di processo - Trasformazione 15-16

Impostazioni del modello

Per il funzionamento del modello, vi sono alcuni dati da impostare dall'utente riguardanti le condizioni ambientali esterne (temperatura e umidità relativa), la temperatura dell'acqua da utilizzare nei saturatori adiabatici e la temperatura e umidità relativa dell'aria di ripresa. Altri parametri, preimpostati, sono relativi alla temperatura di rigenerazione della ruota essiccante e ai valori dei rendimenti dei vari dispositivi presenti nell'impianto e della portata d'aria da trattare. Tutti questi valori appena descritti, sono scritti in rosso per differenziarli dagli altri che vengono ricavati automaticamente dal modello grazie alle sue equazioni. Tutti i valori preimpostati sono stati inseriti in tabelle, come è possibile osservare dalla Figura 200.

Parametri preimpostati			
ρ	1,2	[kg/m ³]	
V1	2530	[m ³ /h]	
Q1	3036,00	[kg/h]	
η_{ess}	0,82		
η_{scr}	0,85		

V2/V1	0,75	η_{sat}	0,90
T _{rig} [°C]	70	η_{sc-ACS}	0,98

Figura 200: Impostazioni del modello

I dati da inserire riguardanti le condizioni ambientali si trovano in un'altra tabella rappresentata nella figura seguente:

Condizioni ambientali da impostare		
T. Esterna	38,0	[°C]
UR %	50	[-]

Figura 201: Condizioni ambientali

Conoscendo le esigenze di comfort termico estivo ideali, rappresentate nel modello da:

Comfort termico estivo :	
Temperatura	23-26 °C
Umidità Relativa	40-60%

è possibile stabilire e impostare la temperatura dell'acqua all'ingresso del primo saturatore ed ottenere, quindi, la risultante temperatura e umidità relativa che vi sarà nel locale climatizzato. Tutto ciò è possibile confrontarlo nel modello grazie alla Figura 202:

Ambiente da climatizzare :		
T _{amb} [°C]	32,3	
UR _{amb} %	43	
T [°C]	25,7	
UR %	66	

Figura 202: Dati per l'ambiente da climatizzare

dove T_{amb} e UR_{amb}, sono rispettivamente la temperatura e l'umidità relativa del locale da climatizzare; la T e UR evidenziati in azzurro, sono invece i presunti valori di temperatura e umidità ottenibili con l'utilizzo dell'impianto di condizionamento, variabili in base alle condizioni ambientali esterne.

Risultati modello

Dal modello sopra impostato è stato possibile, variando i dati ambientali esterni, studiare cinque diversi casi e ottenere quindi cinque diverse coppie di valori di temperatura e umidità relativa risultanti comprese tra 25°C e 26.5°C per la T e tra 64% e 75% per la UR; tutto ciò, avendo considerato una temperatura di rigenerazione della ruota essiccante di 70°C, ottenibile tramite collettori solari termici piani.

T=32°C UR=80%

Impostando la T a 32°C e la UR a 80% si ha:

Ambiente da climatizzare :	
T _{amb} [°C]	27,2
UR _{amb} %	68
T [°C]	25,6
UR %	70

Figura 203: Dati per l'ambiente da climatizzare

La tabella dati e il grafico relativo alle trasformazioni dell'aria sono osservabili nella Figura 205:

	T [°C]	X [g/kg]
1	32,0	24,05
2	51,0	17,79
3	34,9	17,79
4	52,6	12,41
5	26,6	12,41
6	24,0	13,46
7	26,0	14,65
8	22,0	16,28
9	48,0	16,28
10	70,0	16,28
11	46,3	21,66
11b	36,2	21,66
12	32,0	24,05
13	48,2	24,05
14	70,0	24,05
15	44,7	30,30
16	36,2	30,30

Figura 204: Punti calcolati

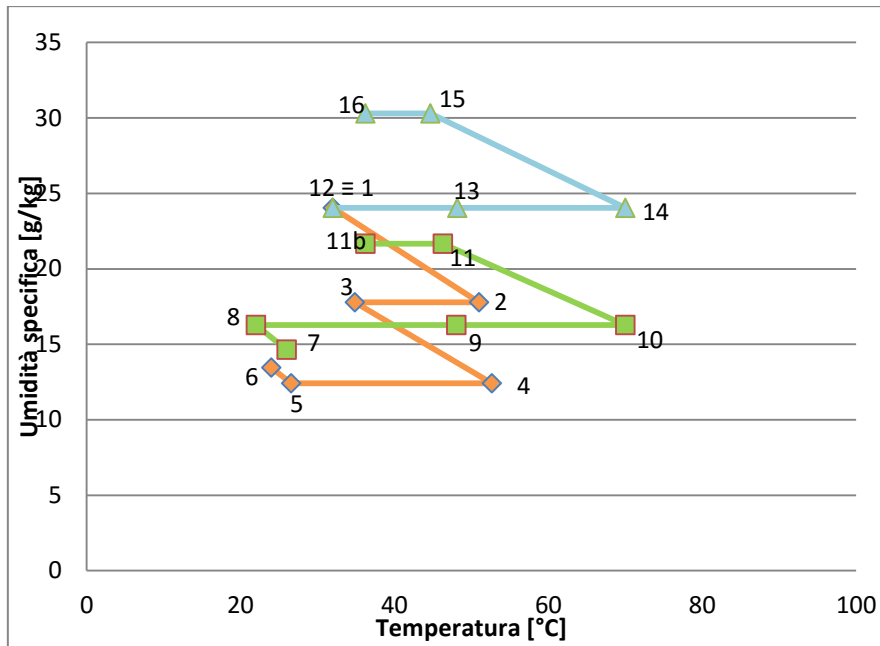


Figura 205: Risultati ottenuti

- **T=34°C UR=70%**

Impostando la T a 34°C e la UR a 70% si ha:

Ambiente da climatizzare:	
T_{amb} [°C]	28,9
UR_{amb} %	60
T [°C]	25,5
UR %	74

Figura 206: Dati per ambiente da climatizzare

La tabella dati e il grafico relativo alle trasformazioni dell'aria sono osservabili nella Figura 208.

	T [°C]	X [g/kg]
1	34,0	23,52
2	52,6	17,52
3	36,8	17,52
4	54,2	12,41
5	27,7	12,41
6	22,0	14,70
7	26,0	15,73
8	23,0	16,95
9	49,5	16,95
10	70,0	16,95
11	46,8	22,05

11b	36,8	22,05
12	34,0	23,52
13	49,8	23,52
14	70,0	23,52
15	45,2	29,53
16	36,8	29,53

Figura 207: Punti calcolati

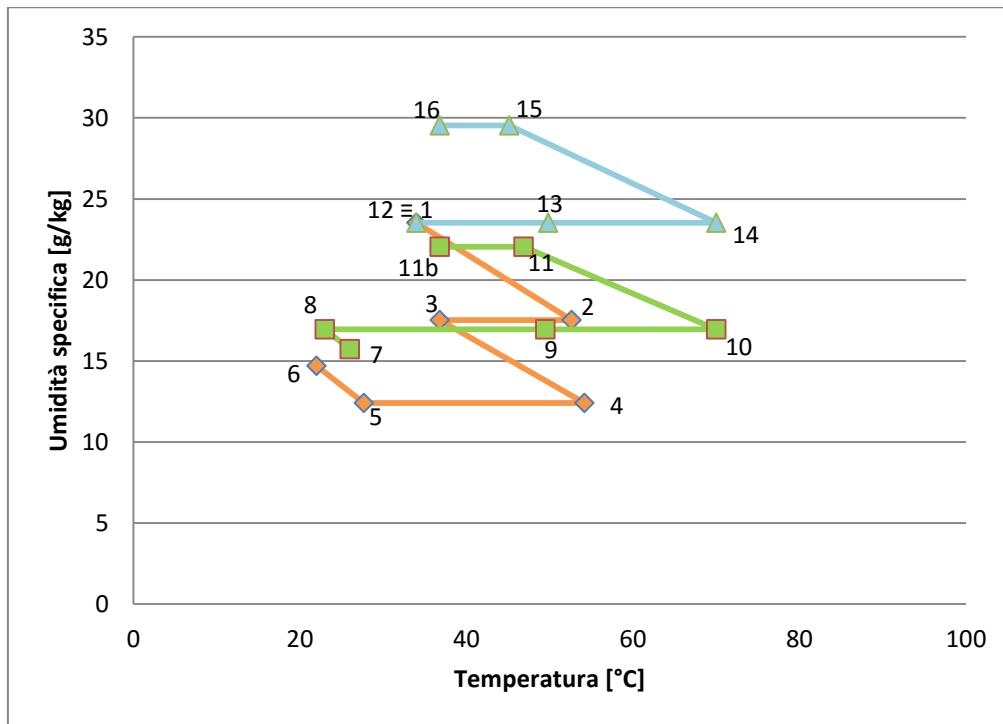


Figura 208: Risultati ottenuti

- **T=36°C UR=60%**

Impostando la T a 36°C e la UR a 60%, dati rilevabili nella Sicilia Orientale, si ha:

Ambiente da climatizzare :	
T_{amb} [°C]	30,6
UR_{amb} %	51
T [°C]	25,8
UR %	73

Figura 209: Dati per ambiente da climatizzare

La tabella dati e il grafico relativo alle trasformazioni dell'aria sono osservabili nella Figura 211.

	T [°C]	X [g/kg]
1	36,0	22,48
2	54,2	16,80

3	38,7	16,80
4	55,6	11,99
5	27,9	11,99
6	21,0	14,77
7	26,0	15,73
8	23,0	16,95
9	50,7	16,95
10	70,0	16,95
11	47,5	21,76
11b	37,4	21,76
12	36,0	22,48
13	51,4	22,48
14	70,0	22,48
15	45,8	28,17
16	37,4	28,17

Figura 210: Punti calcolati

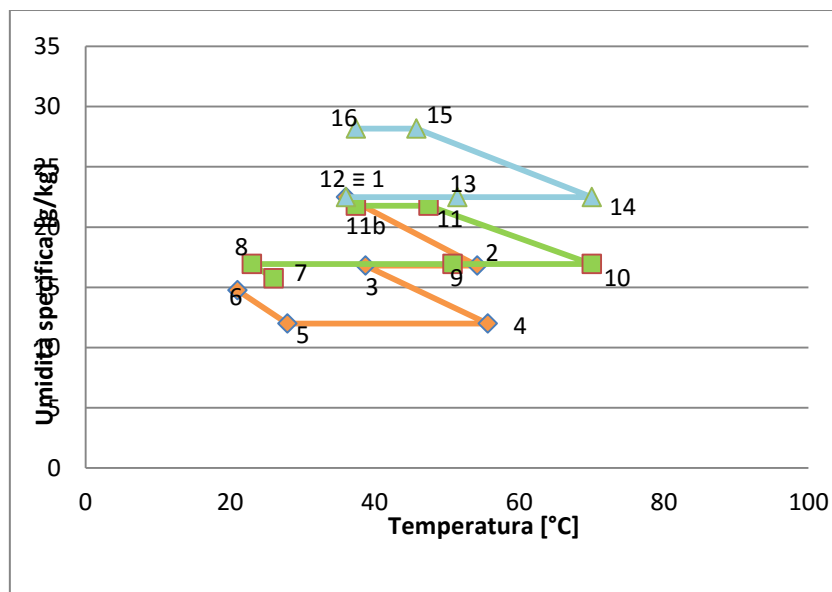


Figura 211: Risultati ottenuti

- **T=38°C UR=50%**

Impostando la T a 38°C e la UR a 50%, si ha:

Ambiente da climatizzare:	
T _{amb} [°C]	32,3
UR _{amb} %	43
T [°C]	26,2
UR %	69

Figura 212: Dati per ambiente da climatizzare

La tabella dati e il grafico relativo alle trasformazioni dell'aria sono osservabili nella Figura 214.

	T [°C]	X [g/kg]
1	38,0	20,84
2	55,6	15,54
3	40,6	15,54
4	57,1	11,05
5	27,3	11,05
6	20,0	13,98
7	26,0	14,65
8	22,0	16,28
9	51,8	16,28
10	70,0	16,28
11	48,1	20,76
11b	38,1	20,76
12	38,0	20,84
13	53,0	20,84
14	70,0	20,84
15	46,5	26,15
16	38,1	26,15

Figura 213: Punti calcolati

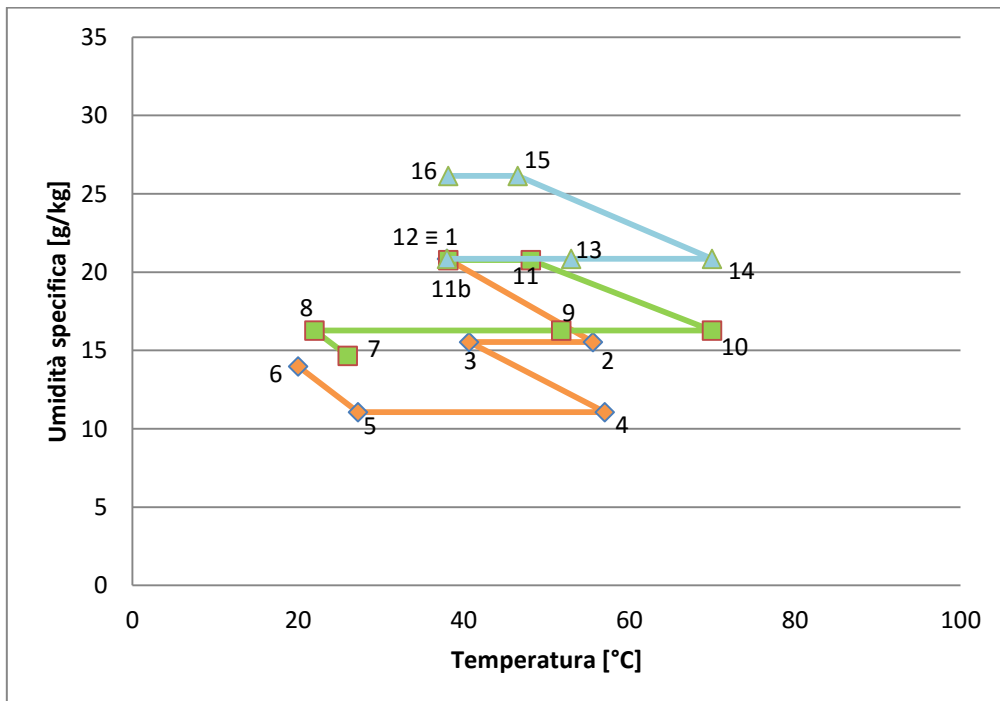


Figura 214: Risultati ottenuti

- **T=40°C UR=40%**

In ultimo è stato impostato la T a 40°C e la UR a 40%, ottenendo:

Ambiente da climatizzare:	
T_{amb} [°C]	34,0
UR_{amb} %	34
T [°C]	26,5
UR %	64

Figura 215: dati per ambiente da climatizzare

La tabella dati e il grafico relativo alle trasformazioni dell'aria sono osservabili nella figura sotto:

	T [°C]	X [g/kg]
1	40,0	18,50
2	57,0	13,62
3	42,5	13,62
4	58,2	9,66
5	27,4	9,66
6	19,0	13,05
7	26,0	14,65
8	22,0	16,28
9	52,7	16,28
10	70,0	16,28
11	49,2	20,24
11b	39,1	20,24
12	40,0	18,50
13	54,4	18,50
14	70,0	18,50
15	47,3	23,38
16	39,1	23,38

Figura 216: Punti calcolati

I risultati ottenuti, per quanto riguarda la temperatura, possono ritenersi abbastanza soddisfacenti; i valori infatti, in quasi tutti i casi presi in esame, rientrano nei limiti di comfort termico estivo.

Gli unici casi in cui la temperatura ottenuta ha superato la soglia massima di comfort, si sono avuti avendo considerato una temperatura esterna compresa tra i 38°C ai 40°C.

Per quanto riguarda invece l'umidità relativa, che nei risultati ottenuti si aggira tra il 66% e il 75%, questa andrebbe ridotta almeno fino al 60%, valore limite per gli standard di climatizzazione.

Per migliorare i risultati, si dovrebbe aumentare la temperatura dell'aria di rigenerazione (variabile tra i 50°C e 100°C massimo), che aiuterebbe a ridurre l'umidità relativa nel locale climatizzato.

Si potrebbero, quindi, installare nell'impianto dei collettori solari con migliori rendimenti, come ad esempio quelli a tubi sottovuoto, in cui il liquido riscaldante raggiunge temperature intorno ai 100-110°C, più elevate rispetto ai collettori piani che raggiungono i 90°C circa.

Per i casi in cui anche le temperature sono risultate elevate, sono necessari dei pannelli solari a concentrazione, i quali raggiungono temperature di utilizzo che superano facilmente i 120°C. Grazie a questi, sarà possibile sfruttare ancor più la capacità adsorbente della ruota essiccante e di conseguenza ridurre maggiormente la temperatura dell'acqua refrigerante nel saturatore adiabatico, favorendo così, un abbassamento maggiore della temperatura nel locale interessato.

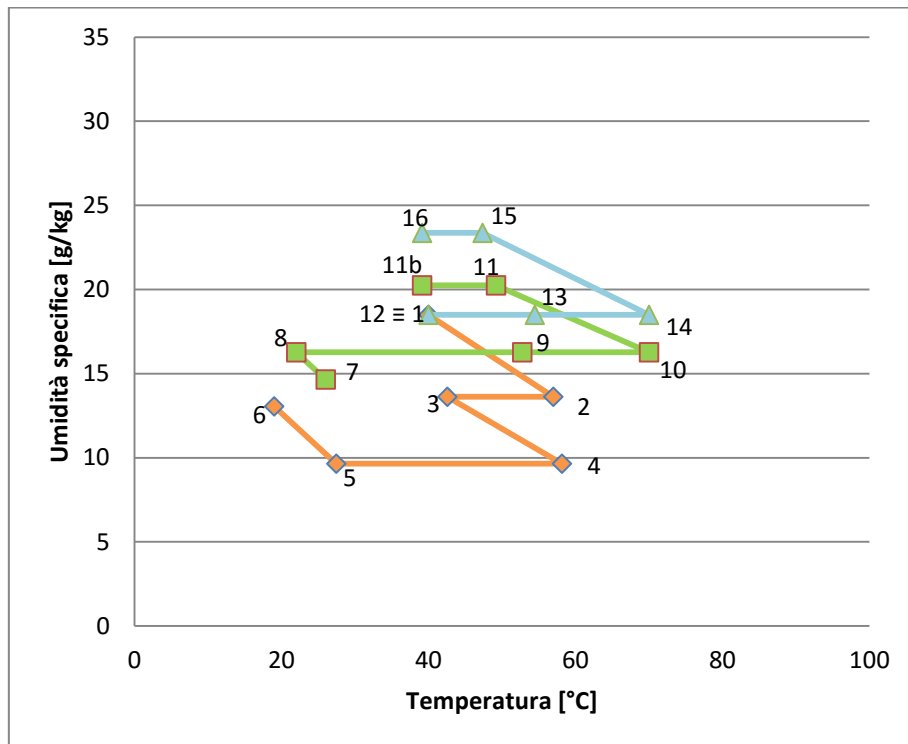


Figura 217: Risultati ottenuti

7.1.7 MATERIALI ESSICCANTI

I materiali essiccanti, sono caratterizzati dalla proprietà di attirare e catturare l'umidità. Tale comportamento non è difficile da rilevare in natura, in quanto la maggior parte dei materiali esistenti è in grado di assorbire vapore in modo più o meno evidente. Le fibre naturali e sintetiche, le argille, il sale da cucina, presentano tutti questa capacità; per esempio, le materie plastiche, come ad esempio il nylon, possono assorbire fino al 6% del loro peso a secco; le superfici di gesso possono immagazzinare una gran quantità di acqua, lo strato di ossido sui metalli attira e trattiene una piccola quantità di acqua in determinate condizioni. La differenza tra questi materiali e gli essiccanti commerciali è la capacità di assorbimento, ossia la quantità di vapore assorbita dall'essiccante rispetto al proprio peso "a secco".

Gli essiccanti commerciali riescono a trattenere il vapore dal 10 al 10'000% del loro peso a secco. Essi possono essere solidi o liquidi e presentano lo stesso comportamento: la pressione parziale superficiale del vapore è funzione della loro temperatura e contenuto d'acqua.

Alcune sostanze assorbono semplicemente le molecole di acqua proprio come una spugna, infatti queste sono trattenute sulla superficie del materiale e nei ristretti interstizi della vasta superficie capillare interna. Questi essiccanti sono chiamati adsorbenti e sono per lo più materiali solidi e non sono soggetti ad alcuna reazione chimica. Tra questi vi sono zeoliti naturali (minerali alluminosilicati), silica gel e zeoliti sintetiche.

Altri essiccanti subiscono invece un cambiamento fisico o chimico nel momento in cui assorbono acqua. Questi sono chiamati assorbenti e sono usualmente liquidi; ne esistono anche di solidi, che diventano però liquidi non appena assorbono il vapore.

Tra questi vi sono trietilene di glicole, o trietilene glicolico – un liquido simile all’antigelo per auto – e soluzioni acquose di sali igroscopici quali LiCl (cloruro di litio), LiBr (bromuro di litio) e CaCl₂; un altro esempio è il cloruro di sodio (NaCl). Le sostanze igroscopiche più comunemente usate nei sistemi con deumidificazione mediante assorbimento chimico sono tre:

- *Silica gel (in figura)*



Figura 218: Sostanze assorbitorici - Gel di silice

Esistono diversi tipi di silica-gel. Si tratta di essiccanti solidi. Strutturalmente contengono numerosi pori e capillari nei quali l’acqua può condensarsi; il gel di silice ha un alto potere adsorbente. Gli essiccanti in silica gel hanno bassi costi e sono disponibili da taglie di 3/16 di pollice a grani come polvere. E’ particolarmente adoperato nelle ruote essiccanti.

- *Cloruro di litio (in figura)*



Figura 219: Sostanze assorbitorici - Cloruro di litio

È un assorbente e si i presenta in forma secca quando ciascuna molecola di cloruro di litio è circondata da due molecole d’acqua. Invece, se più di due molecole d’acqua circondano la molecola di LiCl, la sostanza diviene liquida continuando, però, ad assorbire vapore. Il cloruro di litio ha un’alta capacità di assorbire e trattenere l’acqua.

- *Filtri molecolari (in figura).*
- *Attualmente sono zeoliti sintetici: dei solidi essiccanti e adsorbenti nella forma di silicati di alluminio cristallino prodotti con un processo termico. Mostrano stabilità fisica ed alta*

capacità di rilasciare acqua ad un elevato intervallo di temperatura di rigenerazione compreso tra 120 e 220°C.

- Il ciclo di vita dei materiali essiccanti dipende dalla quantità e dal tipo di organismi presenti nell'aria trattata. La vita utile può andare da 10'000 a 100'000 ore, ma talvolta il ciclo di vita è più lungo.*
- Nello stesso tempo le proprietà germicide degli essiccanti, particolarmente nella forma liquida, e la loro capacità di depurazione, consentono sia di rispettare con alta probabilità il range di umidità relativa ottimale all'interno degli edifici ($40% < U.R. < 60%$), sia di garantire una buona qualità dell'aria in ambiente.*



Figura 220: Sostanze assorbitive - Filtri molecolari

8. ENERGIA GEOTERMICA

8.1 GEOTERMIA E CARATTERIZZAZIONE DEI SISTEMI GEOTERMICI

La parola *Geotermia* nella sua accezione etimologica è composta da due termini “*geo*” che significa terra e “*thermos*” relativa agli scambi di temperatura, quindi è quella branca della scienza che si occupa delle interazioni termiche con il terreno e più in generale indica una fonte di energia connessa agli scambi di calore che avvengono lungo la crosta terrestre.

Annoverata come energia rinnovabile per le sue caratteristiche di inesauribilità e disponibilità costante nel sito in cui essa viene estratta, si basa sull'utilizzazione del calore naturale generato dal terreno. Questi gradienti di temperatura che formano “l'onda termica” sono rilasciati a seguito dei processi di decadimento radioattivo degli elementi naturali contenuti all'interno della composizione della crosta terrestre quali Uranio, Torio e Potassio e quindi liberano nell'ambiente circostante una grande quantità di energia che non essendo utilizzata risulta essere sprecata. L'individuazione di aree geografiche con attitudine allo sfruttamento di energia geotermica richiede indagini superficiali e profonde del terreno per determinare l'installazione di una qualunque tipologia d'impianto e, affinché si possano garantire dei buoni rendimenti di utilizzazione energetica, è necessaria la conoscenza della stratigrafia del terreno e i materiali presenti in composizione chimica. Infatti per poter avviare una disamina che rispetti determinati requisiti esaustivi relativamente alle informazioni sul luogo preposto allo sviluppo di un impianto è necessario effettuare dei “carotaggi” che indicano:

- *La struttura geologica e idrogeologica*²³
- *La capacità produttiva*

8.2 STRATIGRAFIA DELLA CROSTA TERRESTRE

La conoscenza della composizione in linea generale della crosta terrestre corrisponde al primo punto di partenza per comprendere la manifestazione del fenomeno geotermico proveniente dall'interno della terra.

Il calore profondo può essere caratterizzato da un gradiente geotermico che con i dati sperimentali acquisiti, fornisce la misura dell'aumento di temperatura con la profondità.

E' stato stimato che sino alle profondità raggiungibili con le moderne tecniche di perforazione il gradiente geotermico medio è 2,5°-3°C/100 m da cui ne consegue che se la temperatura nei primi metri sotto la superficie corrisponde con buona approssimazione alla temperatura media annua dell'aria esterna di 15°C, è possibile prevedere che la temperatura a 2000 m di profondità si attesti intorno 65°-75°C e di 90°-105°C a 3000 m e via di seguito per alcune migliaia di metri.

La zona di interesse geotermico rientra essenzialmente nella cosiddetta *litosfera* che comprende la crosta e una parte del mantello.

²³ L'analisi comprende la composizione chimica del terreno, la temperatura in funzione della profondità

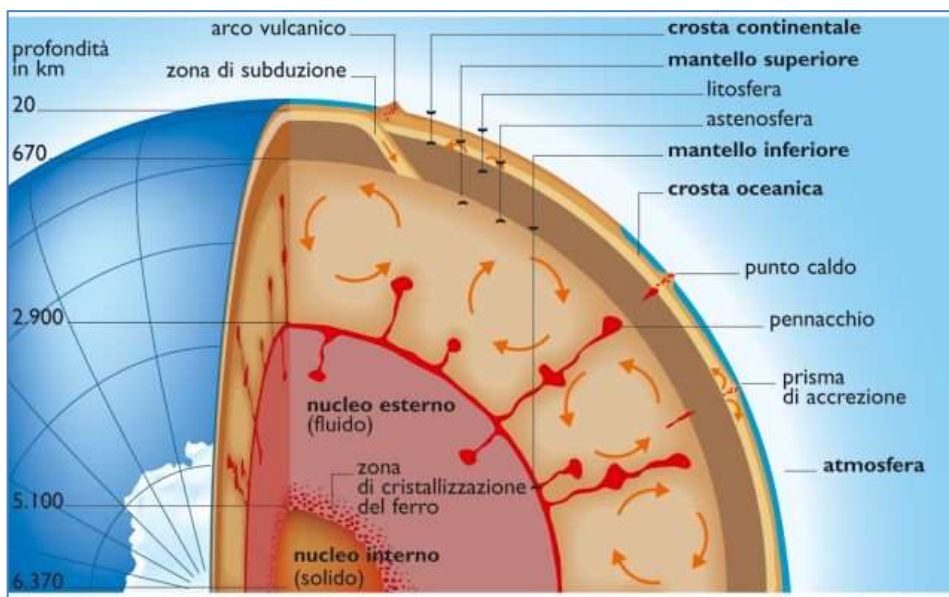


Figura 221. Stratigrafia crosta terrestre

Vi sono comunque, vaste regioni nelle quali il valore del gradiente geotermico si discosta sensibilmente da quello medio specialmente in aree in cui il basamento rigido sprofonda e si forma un bacino che si riempie rapidamente di sedimenti geologicamente “molto giovani”.

Qui il gradiente geotermico può essere anche inferiore a 1°C/100 m, mentre in certe “aree geotermiche” il gradiente può raggiungere valori superiori a dieci volte quello normale.

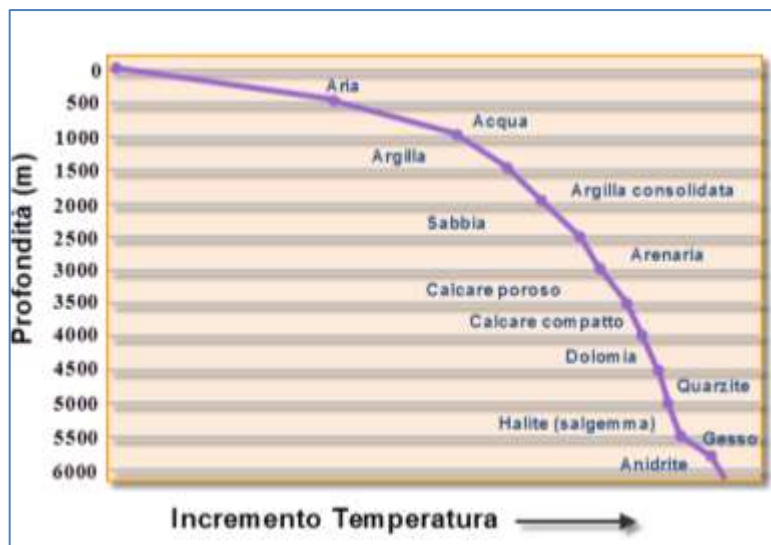


Figura 222: Andamento della temperatura nel sottosuolo in funzione della litologia

La differenza di temperatura tra le zone più profonde e calde, e quelle superficiali più fredde, genera un flusso di calore dall’interno verso l’esterno della Terra, tendente a stabilire condizioni di uniformità, condizioni che non saranno mai raggiunte.

Il flusso di calore terrestre medio è 65 mW/m² nelle aree continentali e 101 mW/m² nelle aree oceaniche, con una media ponderale globale di 87 mW/m² (Pollack et al., 1993). Questi valori sono basati su 24.774 misure eseguite in 20.201 siti, che coprono circa il 62% della superficie terrestre. Il flusso di calore delle aree non coperte da misure è stato stimato tenendo conto della distribuzione delle unità geologiche.

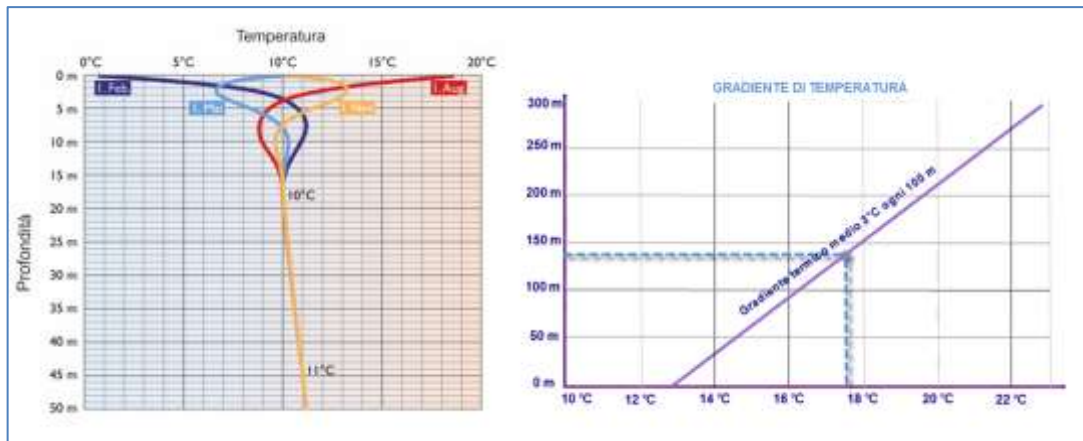


Figura 223>: Gradiente di temperatura in funzione della profondità

L'analisi dei dati di flusso di calore terrestre di Pollack et al. (1993) è quella pubblicata più di recente. Un data base aggiornato comprendente i valori del flusso di calore delle aree continentali e marine è tuttavia accessibile presso l'University of North Dakota.

L'aumento della temperatura con la profondità, i vulcani, i geysers, le fumarole, le sorgenti calde sono manifestazioni tangibili e visibili del calore interno della Terra, ma questo calore è all'origine di fenomeni meno percettibili dagli uomini, ma di tale grandezza, che la Terra è stata paragonata ad un enorme "motore termico".

Il nostro pianeta è formato dalla crosta, che ha uno spessore di circa 20-65 km nelle aree continentali e 5-6 km in quelle oceaniche, dal mantello, spesso approssimativamente 2900 km, e dal nucleo, che ha un raggio di circa 3470 km. Le proprietà fisiche e chimiche di crosta, mantello e nucleo variano andando dalla superficie verso l'interno della Terra. L'involucro esterno del globo, che prende il nome di litosfera, è formato dalla crosta e dalla parte più esterna del mantello. La litosfera, che ha uno spessore che va da meno di 80 km nelle aree oceaniche a più di 200 km in quelle continentali, si comporta come un corpo rigido. Sotto la litosfera si trova l'astenosfera, formata dalla parte alta del mantello, che, rispetto alla prima, ha un comportamento "meno rigido" o "più plastico". In altre parole, sulla scala geologica, ove i tempi si misurano in milioni di anni, in certi fenomeni l'astenosfera si comporta in modo simile a quello di un fluido viscoso.

Le differenze di temperatura tra le diverse parti dell'astenosfera hanno prodotto moti convettivi nei materiali che la costituiscono, e, qualche decina di milioni di anni fa, potrebbero essersi innescate vere e proprie celle di convezione.

Il loro lentissimo movimento (pochi centimetri l'anno) è sostenuto dal calore prodotto in continuazione dal decadimento degli isotopi radioattivi e da quello che proviene dalle parti profonde del pianeta.

Enormi volumi di rocce profonde, allo stato fuso o semifuso, più calde, meno dense e più leggere dei materiali sovrastanti, risalgono verso la superficie, mentre le rocce più vicine alla superficie, più fredde, più dense e più pesanti, tendono a scendere per riscaldarsi e risalire di nuovo, con un meccanismo che assomiglia a quello che si instaura in una pentola quando si riscalda dell'acqua.

Nelle zone dove è più sottile, e soprattutto nelle aree oceaniche, la litosfera è spinta verso l'alto e fratturata dal materiale molto caldo e parzialmente fuso, che risale dall'astenosfera in corrispondenza dei rami ascendenti delle celle convettive.

E' questo meccanismo che ha formato, e tuttora forma, le dorsali, che si estendono per oltre 60.000 km sotto gli oceani, emergendo in alcune zone (Azzorre, Islanda) e talvolta insinuandosi tra i continenti come nel Mar Rosso.

Una frazione relativamente piccola di rocce fuse, che risale dall'astenosfera, emerge dalla cresta delle dorsali e, a contatto con l'acqua marina, solidifica e forma nuova crosta oceanica.

La maggior parte del materiale che risale dall'astenosfera, tuttavia, si divide in due rami, che scorrono in direzioni opposte sotto la litosfera.

La continua formazione di nuova crosta e l'effetto di trascinamento dovuto ai due flussi, che scorrono in direzioni opposte, fanno in modo che i fondali oceanici, posti sui due lati delle dorsali, si allontanino l'uno dall'altro ad una velocità di pochi centimetri l'anno.

Di conseguenza, la superficie dei fondali oceanici (la litosfera oceanica) tenderebbe ad aumentare.

Le dorsali sono tagliate perpendicolarmente da enormi fratture, talvolta lunghe qualche centinaio di chilometri, chiamate faglie trasformi.

Questi fenomeni portano ad una semplice osservazione: poiché non c'è evidenza di un aumento della superficie della Terra nel tempo, la formazione di nuova litosfera lungo le dorsali e l'espansione dei fondi oceanici devono necessariamente essere compensate da una riduzione (o assorbimento) della litosfera, di pari entità, in altre parti del pianeta.

In effetti, questo è quello che avviene nelle zone di subduzione, le maggiori delle quali si trovano in corrispondenza delle grandi fosse oceaniche, come quelle che si estendono lungo il margine occidentale dell'Oceano Pacifico e lungo la costa occidentale dell'America Meridionale.

Nelle zone di subduzione la litosfera si inflette verso il basso, si immerge sotto la litosfera adiacente e scende nelle zone profonde molto calde, dove è "digerita" dal mantello, e il ciclo ricomincia nuovamente. Durante la discesa, parte del materiale litosferico ritorna allo stato fuso e può risalire alla superficie attraverso fratture della crosta. Come risultato, parallelamente alle fosse, dal lato opposto a quello in cui si allungano le dorsali, si sono formati archi magmatici con molti vulcani.

Laddove le fosse si trovano nell'oceano aperto, come nel Pacifico occidentale, gli archi magmatici sono formati da catene di isole vulcaniche; dove le fosse si trovano lungo i margini dei continenti, gli archi consistono di catene montuose con numerosi vulcani, come le Ande.

La figura sottostante presenta graficamente i fenomeni descritti.

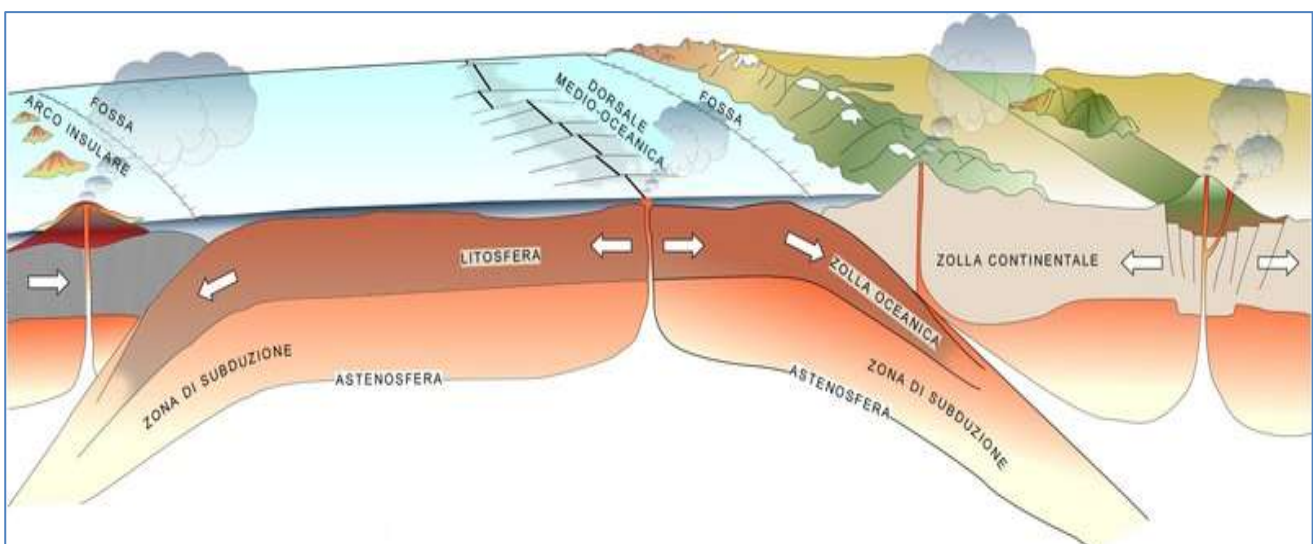


Figura 224: Sezione schematica, che mostra il meccanismo delle tettonica a zolle.

Le dorsali, le faglie trasformi e le zone di subduzione formano un enorme reticolato, che divide la Terra in placche litosferiche o zolle, sei di grandi dimensioni e numerose altre più piccole.



Figura: Zolle crostali, dorsali, fosse oceaniche, zone di subduzione e campi geotermici.

Le frecce indicano la direzione del movimento delle zolle. (1) Campi geotermici che producono elettricità; (2) dorsali interrotte dalle faglie trasformati (fratture trasversali); (3) zone di subduzione, nelle quali la litosfera volge in basso verso l'astenosfera, dove fonde.

A causa delle grandi tensioni prodotte dai fenomeni descritti precedentemente, le zolle si muovono, scivolano lentamente l'una contro l'altra, collidono e cambiano continuamente la loro reciproca posizione. I margini delle zolle corrispondono a zone di fragilità e di forte fratturazione della crosta, caratterizzate da un'elevata sismicità, dalla presenza di molti vulcani e, a causa della risalita di materiali fusi molto caldi verso la superficie, da un flusso di calore terrestre elevato. Nella figura precedente è possibile visualizzare le più importanti aree geotermiche si trovano nei pressi dei margini delle zolle crostali.

8.3 SISTEMA GEOTERMICO

Un sistema geotermico può essere definito schematicamente come: “un *sistema acqueo convettivo* che in uno spazio confinato della parte superiore della crosta terrestre, trasporta il calore da una sorgente termica al luogo, generalmente la superficie, dove il calore stesso è assorbito (disperso o utilizzato)” (Hochstein, 1990).

Un sistema geotermico è formato essenzialmente da tre sezioni:

- *La sorgente di calore*
- *Il serbatoio*
- *Il fluido*

La *sorgente* di calore può essere una intrusione magmatica a temperatura molto alta (>600°C), che si è posizionata a profondità relativamente piccola (5-10 km), oppure, come in certi sistemi a bassa temperatura, il normale calore della Terra.

Il *serbatoio* è un complesso di rocce calde permeabili nel quale i fluidi possono circolare assorbendo il calore. Solitamente è ricoperto da rocce impermeabili e connesso a zone di ricarica superficiali dalle quali le acque meteoriche possono sostituire, totalmente o parzialmente, i fluidi perduti attraverso vie naturali (per esempio sorgenti) o che sono estratti mediante pozzi.

Il *fluido geotermico* è il mezzo che trasporta il calore e nella maggioranza dei casi è costituito da acqua meteorica in fase liquida o vapore, in dipendenza dalla sua temperatura e pressione.

Quest'acqua spesso trascina con se sostanze chimiche e gas, come CO_2 , H_2S ed altri. Sotto è riportata la rappresentazione schematica e molto semplificata di un sistema geotermico.

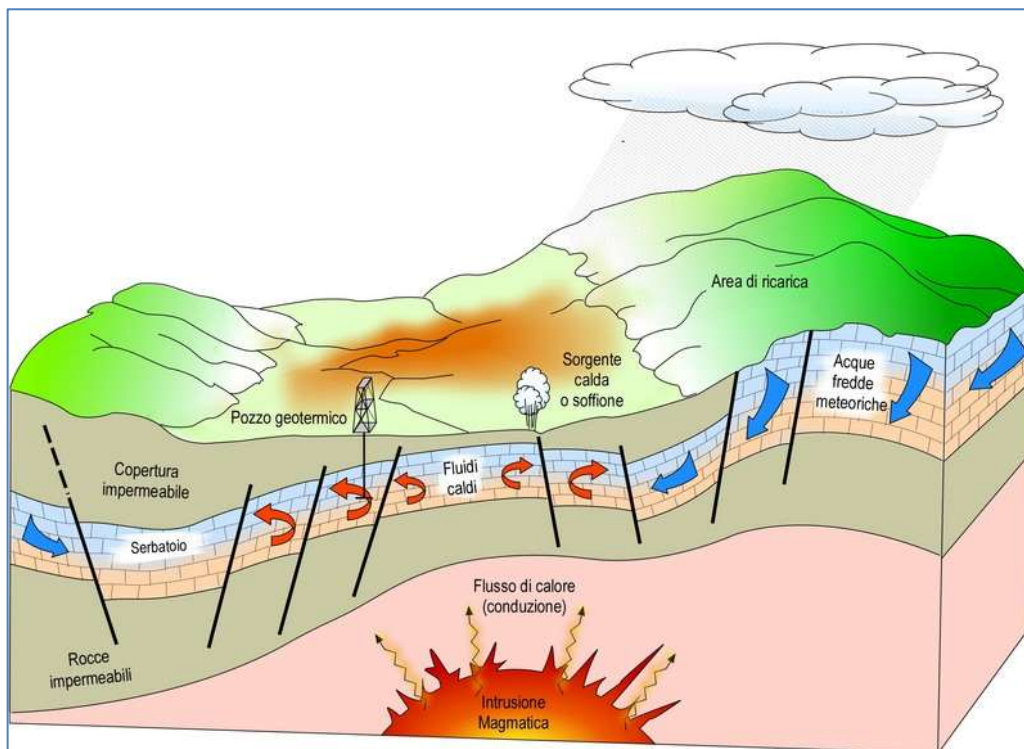


Figura 225: Rappresentazione schematica di un sistema geotermico.

Le leggi che regolano la convezione dei fluidi sono alla base del meccanismo dei sistemi geotermici.

La convezione si attiva in seguito al riscaldamento ed alla conseguente espansione termica del fluido in un campo gravitazionale; il calore alla base del sistema di circolazione è l'energia che alimenta e muove il sistema.

Il fluido caldo e di minor densità tende a salire e ad essere sostituito dal fluido più freddo e di densità maggiore, proveniente dai margini del sistema.

La convezione, per sua natura, tende a far aumentare la temperatura delle parti alte del sistema, mentre la temperatura delle parti inferiori diminuisce (White, 1973).

La descrizione schematica di questo meccanismo è riportata nella figura successiva ed ha come oggetto un esempio di sistema idrotermale a media temperatura.

Il fenomeno descritto può sembrare semplice; in pratica, la costruzione del modello di un sistema geotermico reale non è affatto facile. Essa coinvolge diverse discipline e richiede una vasta esperienza, soprattutto se si ha a che fare con sistemi ad alta temperatura. In natura, inoltre, si possono formare sistemi geotermici in varie combinazioni di situazioni geologiche, fisiche e chimiche, dando origine a tipi diversi di sistemi.

La sorgente di calore è l'unico dei tre elementi di un sistema geotermico che deve essere naturale. Gli altri due elementi, se esistono le condizioni adatte, possono essere "artificiali". Per esempio, i fluidi geotermici estratti dal serbatoio per alimentare la turbina di una centrale elettrica, dopo averne sfruttato l'energia, possono essere immessi di nuovo nel serbatoio attraverso appositi pozzi di reiniezione. In questo modo la ricarica naturale del serbatoio è integrata dalla ricarica artificiale.

Da diversi anni, inoltre, la reiniezione dei fluidi sfruttati è stata adottata per ridurre drasticamente l'impatto ambientale degli impianti geotermici.

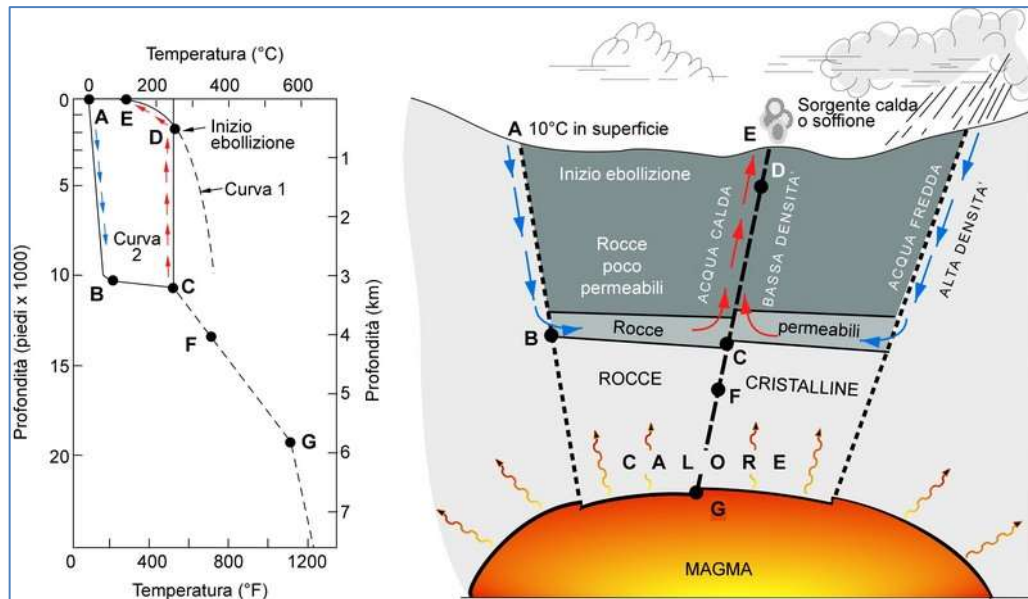


Figura 226: Modello di un sistema geotermico.

La curva 1 è la curva di ebollizione dell'acqua; la curva 2 mostra l'andamento della temperatura del fluido lungo il suo percorso dal punto di ingresso A a quello di uscita E.

La ricarica artificiale attraverso pozzi di iniezione può essere anche un mezzo per riattivare campi geotermici vecchi o 'esauriti'. Per esempio, a The Geysers (California), uno dei più grandi campi geotermici del mondo, la produzione ha cominciato a diminuire rapidamente alla fine degli anni '80 per mancanza di fluidi nel serbatoio.

Un primo sistema di ricarica, il "Southeast Geysers Effluent Recycling Project", che trasporta al campo geotermico acque di scarica depurate da una distanza di 48 km, ha permesso di riattivare alcune centrali elettriche che erano state messe fuori esercizio.

E' inoltre previsto che altri 41,5 milioni di litri di fonti reflue d'acqua provenienti da discariche vengano trattate e trasportate giornalmente a The Geysers, con un sistema di tubazioni lungo 66 km dalla zona di Santa Rosa, per essere iniettati nel serbatoio attraverso pozzi perforati appositamente (*Santa Rosa Geysers Recharge Project*).

Nel Progetto Rocce Calde Secche (HDR Project), avviato negli Stati Uniti nei primi anni '70, sia il fluido che il serbatoio sono artificiali. Attraverso un pozzo appositamente perforato, acqua ad alta pressione viene pompata in una formazione di roccia calda compatta, provocando la sua fratturazione idraulica. L'acqua penetra e circola nelle fratture prodotte artificialmente ed estrae il calore dalle rocce all'intorno, che funzionano come un serbatoio naturale.

Questo serbatoio viene poi raggiunto ed intersecato da un secondo pozzo usato per estrarne l'acqua, che ha acquistato calore.

Questo sistema, quindi, consiste (i) del pozzo usato per la fratturazione idraulica, attraverso il quale acqua fredda è iniettata nel (ii) serbatoio artificiale, e (iii) del pozzo per l'estrazione dell'acqua calda.

L'intero sistema, comprendente anche l'impianto di utilizzazione in superficie, forma un circuito chiuso, evitando ogni contatto tra il fluido e l'ambiente esterno (Garnish, 1987).

Il progetto HDR di Los Alamos ha aperto la strada ad altri progetti basati su concetti simili, che sono stati sviluppati in Australia, Francia, Germania, Giappone e Gran Bretagna. Dopo un periodo di relativo abbandono, questi progetti hanno avuto nuovo impulso a seguito del riconoscimento che le rocce profonde posseggono un certo grado di fratturazione naturale e che le metodologie e le tecnologie che, di volta in volta, vengono applicate sono strettamente dipendenti dalle condizioni geologiche locali.

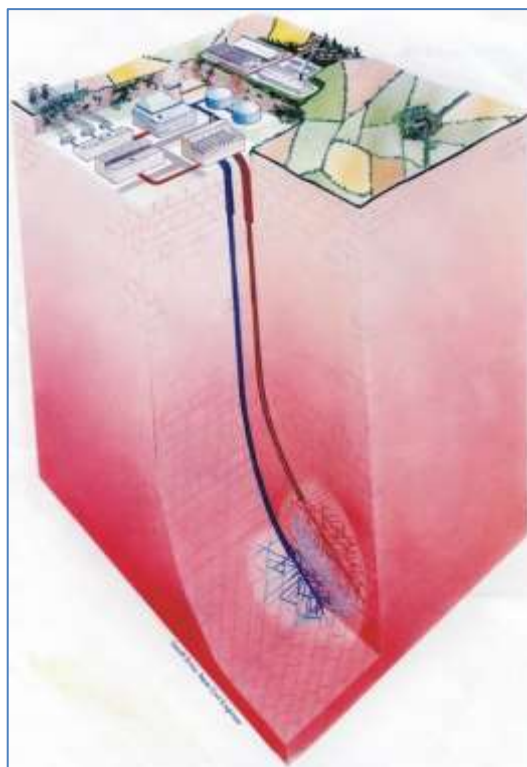


Figura 31. Rappresentazione schematica di un sistema geotermico artificiale (Rocce Calde Secche).

Ad oggi le ricerche più avanzate sono state svolte in Giappone ed in Alsazia (Francia) nell'ambito del Progetto Europeo. I vari progetti iniziati in Giappone negli anni '80 (a Hijiori, Ogachi e Yunomori), largamente finanziati dal governo giapponese e dalle industrie, hanno dato risultati molto interessanti sia dal punto di vista scientifico che industriale. Il progetto HDR europeo è stato sviluppato in diverse fasi comprendenti anche la perforazione di due pozzi, uno dei quali ha raggiunto la profondità di 5060 metri. Dalla prospezione geofisica e dalle prove idrauliche sono stati ottenuti risultati molto incoraggianti, ed il progetto europeo sembra essere quello più promettente.

8.4 CLASSIFICAZIONE DEI SISTEMI GEOTERMICI

Attualmente con la consapevolezza di un continuo incremento della domanda da parte delle utenze sempre più energivore ci si è rivolti a nuove fonti di approvvigionamento diversificate rispetto ai combustibili fossili i cui giacimenti sono prossimi ad un esaurimento entro pochi decenni.

Gli impianti geotermici si presentano quindi come un'alternativa a quelli che sfruttano le risorse attualmente presenti e in base alle tecnologie e conformazioni si distinguono in impianti a:

- *Alta temperatura con* $T > 150\text{ }^{\circ}\text{C}$
- *Media temperatura* $T < 150\text{ }^{\circ}\text{C}$
- *Bassa temperatura* $T < 32\text{ }^{\circ}\text{C}$

Una classificazione più definita fornisce i range di operabilità degli impianti dedicati a:

- *Produzione di energia elettrica* $T \geq 150\text{ }^{\circ}\text{C}$
- *Teleriscaldamento* $80\text{ }^{\circ} < T < 100\text{ }^{\circ}\text{C}$
- *Riscaldamento edifici* $50\text{ }^{\circ} < T < 80\text{ }^{\circ}\text{C}$
- *Geotermia a bassa entalpia* $T \leq 40$

Le elevate temperature sono progettualmente compatibili con gli impianti di produzione di energia elettrica grazie all'utilizzo di turbine, mentre le basse temperature sono convenienti per lo sfruttamento diretto con impianti di riscaldamento e/o raffrescamento.

In uno schema riassuntivo Lindal ha classificato le tipologie impiantistiche suddividendo i fluidi di lavoro utilizzati in funzione delle temperature estratte.

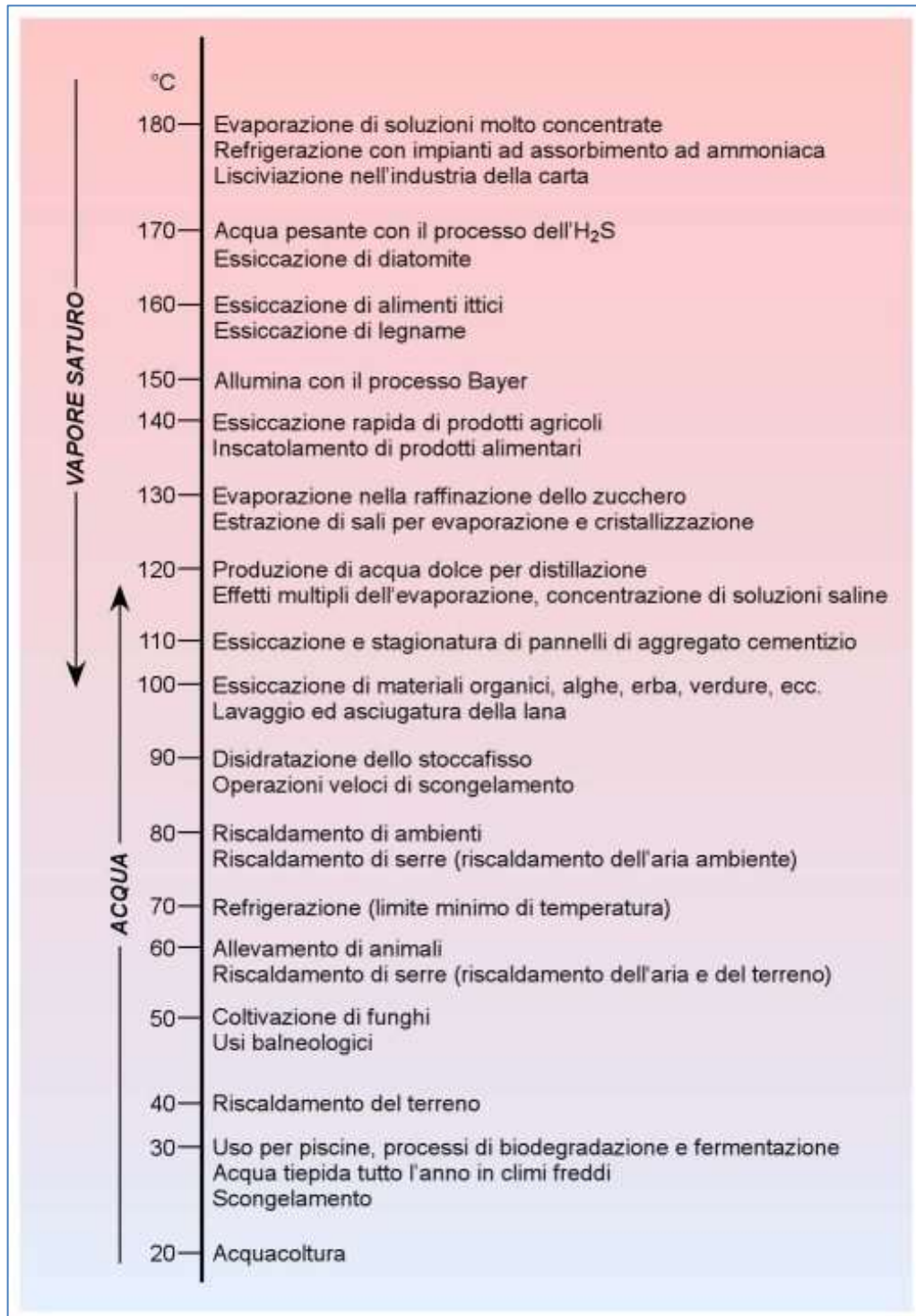


Figura 227: Applicazioni geotermiche in funzione della temperatura estratta. Diagramma di Lindal

Facendo riferimento ai fluidi agenti nei sistemi geotermici si può caratterizzare la distinzione

in:

- *Sistemi ad acqua dominanti*
- *Sistemi a vapore dominante*
- *Sistemi ciclo binario*

Il primo sistema è caratterizzato da acqua liquida che controlla la pressione del serbatoio geotermico che presenta temperature che oscillano da poco meno di 125°C a oltre 225°C. Questi sono in grado di produrre acqua calda, miscela di acqua e vapore, vapore umido e secco.

Nel sistema a vapori dominanti i serbatoi sono composti da acqua sia in fase liquida che vapore. Queste sorgenti sono in grado di produrre vapore secco o surriscaldato e presentano una scarsa diffusione.

Gli ultimi sono utilizzati per serbatoi che producono acqua a temperature moderate (tra i 120 e i 180°C), la tecnologia del ciclo binario è la più redditizia. In questi sistemi il fluido geotermico viene utilizzato per vaporizzare, attraverso uno scambiatore di calore, un secondo liquido (ad esempio isobutano o isopentano), con temperatura di ebollizione più bassa rispetto all'acqua. Il fluido secondario si espande in turbina e viene quindi condensato e riavviato allo scambiatore in un circuito chiuso, senza scambi con l'esterno



Figura 228: Applicazioni geotermiche in Kenya

8.4.1 SISTEMI A BASSA ENTALPIA: USO CIVILE E INDUSTRIALE

Le tecnologie che sfruttano il terreno come serbatoio di calore sono pompe di calore (PdC) geotermiche e trovano largo interesse nel settore residenziale ed industriale.

Questi impianti sfruttano il volano termico del terreno per estrarre calore da una sorgente a temperatura pressoché costante durante l'anno per utilizzarlo ai fini per:

- *Riscaldamento*
- *Raffrescamento / Condizionamento*
- *Produzione di ACS e uso industriale*

Le pompe di calore sono delle macchine termiche alimentate da energia elettrica, meccanica o termica in grado di eseguire il trasferimento da un corpo freddo ad uno caldo utilizzando fluidi che evolvono nella zona del vapore.

Essendo una macchina termica il lavoro è realizzato mediante un ciclo termodinamico che per il sistema considerato è del tutto analogo a quello delle macchine frigorifere con la sostanziale differenza di poter variare l'effetto utile per sopperire alla richiesta dei carichi per la climatizzazione estiva producendo acqua refrigerata fino a 5°C (funzionamento a Macchina Frigorifera) e per la climatizzazione invernale con temperature comprese tra 45÷48°C (funzionamento a Pompa di calore o PdC). I componenti che compongono la macchina sono il compressore, il condensatore, la valvola di laminazione²⁴ ed evaporatore.

²⁴ L'effetto pratico è una depressurizzazione del fluido senza produzione di lavoro.

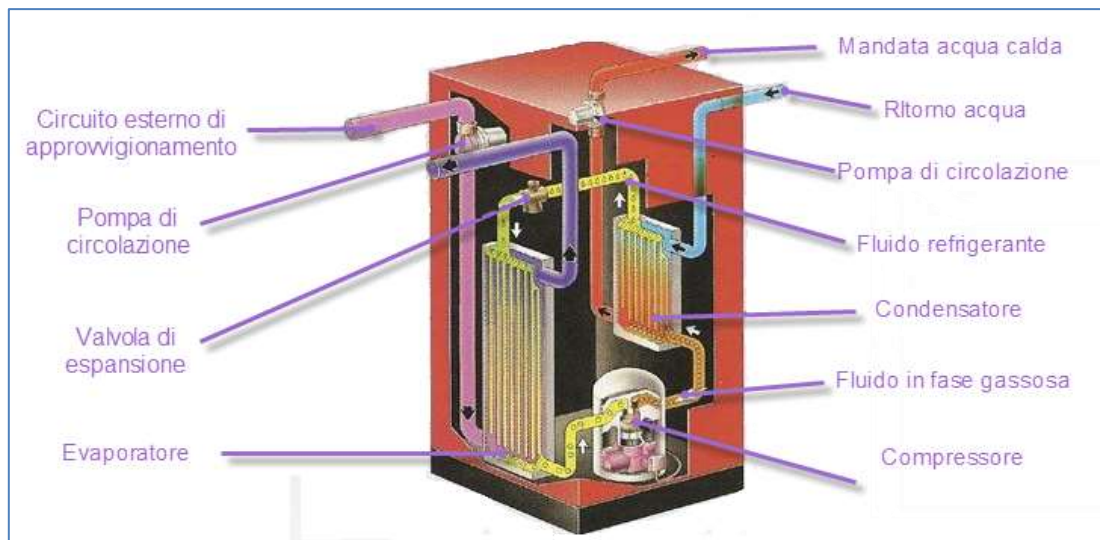


Figura 229: Schema dei componenti di una PdC

La pompa di calore reversibile permette il trasferimento o l'assorbimento di calore dall'ambiente in funzionamento a compressione meccanica. La reversibilità è dovuta all'inserimento di un componente chiamato scatola di inversione che commuta il funzionamento stagionale senza alterare la posizione degli scambiatori di calore.

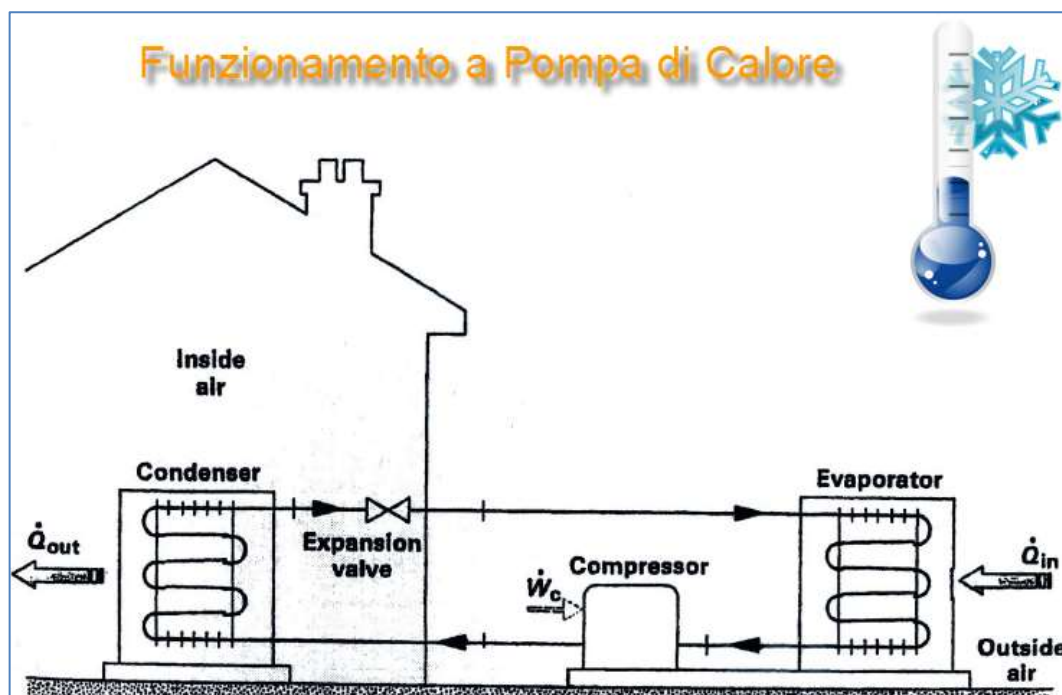


Figura 230: Esempio schema PdC per un edificio

In regime estivo si inverte il circuito tramite la scatola di inversione così si scambiano i ruoli degli scambiatori di calore. Infatti adesso l'evaporatore posto all'interno dell'edificio raffredda l'aria di immissione assorbendone il calore (\dot{Q}_{in}). In questa fase il fluido frigorifero si riscalda e grazie al compressore, passa alla condizione di vapore surriscaldato.

In seguito nel condensatore il fluido refrigerante scambia calore con l'aria esterna che si trova ad una temperatura inferiore. L'ambiente esterno si comporta come un serbatoio termodinamico raffredda il vapor saturo che riducendo la sua temperatura condensa fino a raggiungere lo stato liquido dopo l'espansione nella valvola di laminazione.

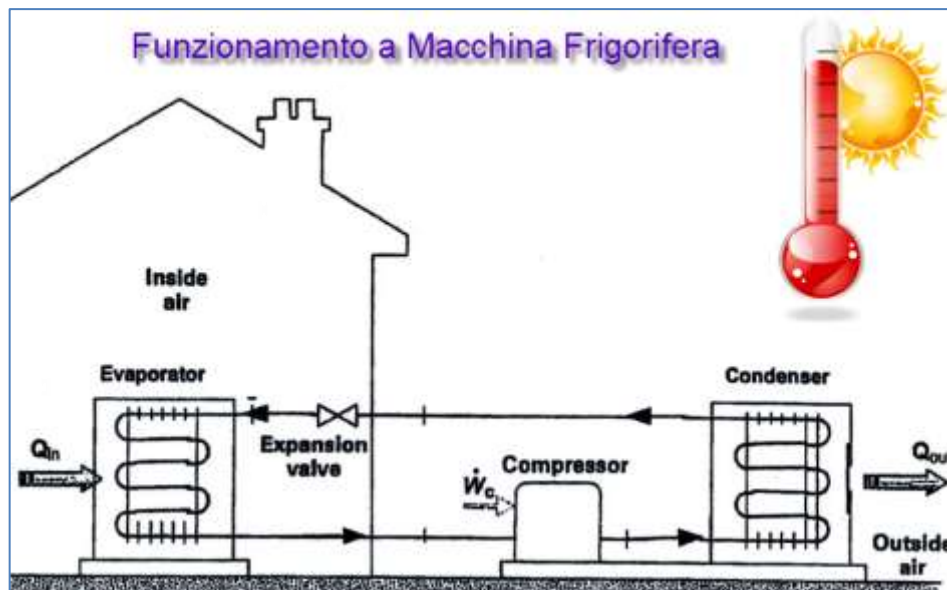


Figura 231: Esempio schema PdC a ciclo inverso per un edificio

Le pompe di calore si distinguono in base alla tipologia di sorgente che l'evaporatore e il condensatore utilizzano e nelle GHP o pompe di calore geotermiche sono del tipo:

- Aria – Acqua
- Aria – Aria
- Acqua – Acqua
- Acqua – Aria
- Terra – Acqua
- Terra – Aria.

Il primo termine si riferisce alle modalità di scambio con l'ambiente esterno mentre il secondo definisce il fluido vettore di scambio con l'ambiente interno o edificio (nei terminali).

L'aria usata come sorgente fredda, ha il vantaggio di essere disponibile ovunque; tuttavia la potenza resa dalla pompa di calore diminuisce con la temperatura della sorgente. Nel caso in cui l'aria esterna si trovi ad una temperatura intorno a 0°C è necessario un sistema di sbrinamento che comporta un ulteriore consumo di energia.

L'acqua come sorgente fredda garantisce le prestazioni della pompa di calore senza risentire delle condizioni climatiche esterne; tuttavia richiede un costo aggiuntivo dovuto al sistema di adduzione. Il terreno²⁵ come sorgente fredda, ha il vantaggio di subire minori sbalzi di temperatura rispetto all'aria. Le tubazioni orizzontali vanno interrate ad una profondità minima da 1 a 1,5 metri per non risentire troppo delle variazioni di temperatura dell'aria esterna e mantenere i benefici effetti dell'insolazione.

E' necessaria un'estensione di terreno da 2 a 3 volte superiore della superficie dei locali da riscaldare. Si tratta quindi di una soluzione costosa, sia per il terreno necessario che per la complessità dell'impianto.

²⁵ Per impianti domestici di piccole entità.

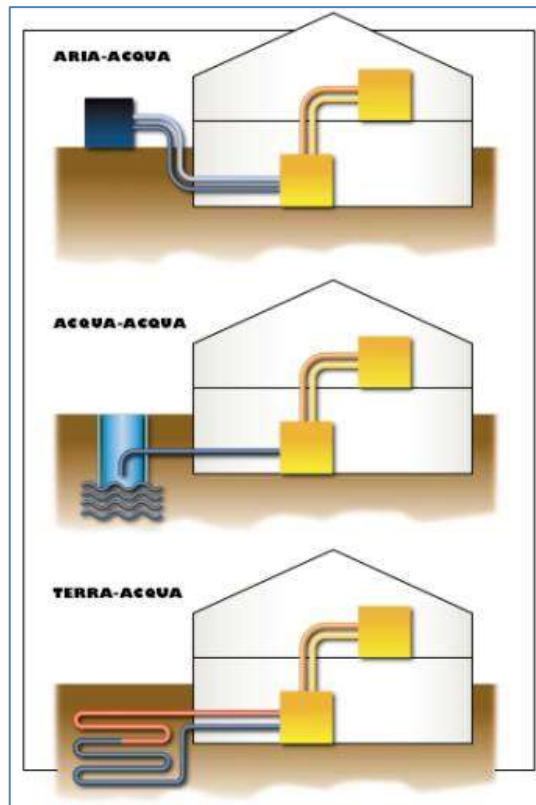


Figura 232: Tipologie di PdC

La suddivisione delle PdC è stabilita in funzione delle modalità di scambio con il “pozzo” di energia associato e attraverso le tipologie degli scambiatori di calore usati per trasmettere con il terreno. In commercio sono presenti tre categorie:

- *Ground-coupled: accoppiate direttamente al terreno*
- *Ground-water coupled: accoppiate alla falda idrica*
- *Surface- water coupled: accoppiate a bacini d’acqua superficiale*

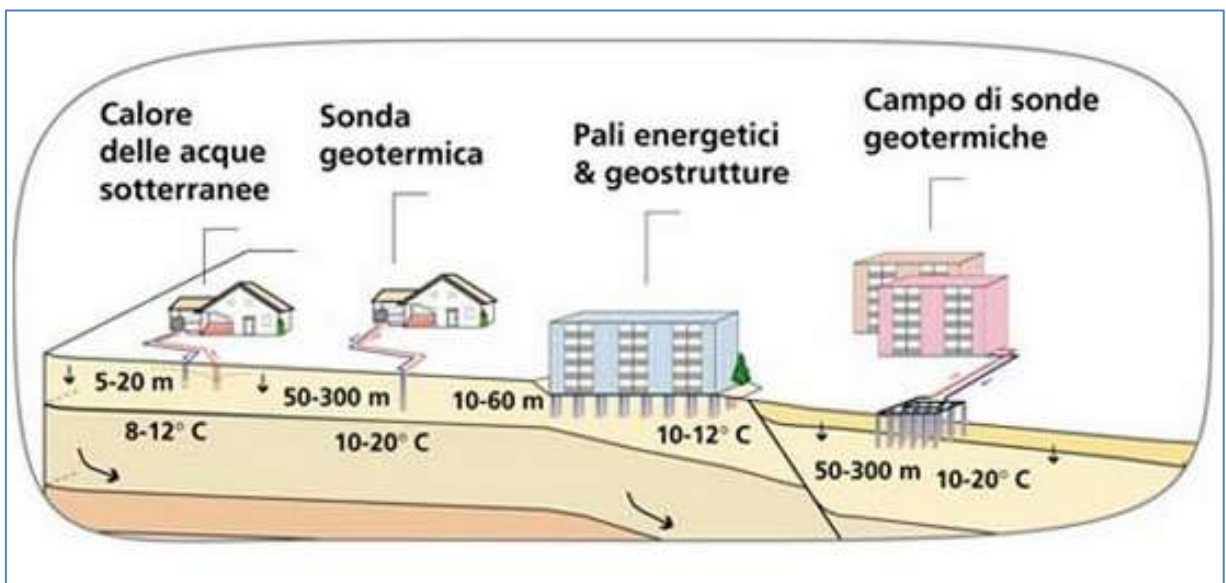


Figura 233: . Esempio sonde geotermiche per uso civile ed industriale

Sistemi ad acqua

Sono impianti che presentano come fluido vettore l'acqua per favorire gli scambi termici, solitamente l'acqua di falda è raccolta in un pozzo ed utilizzata come fonte di calore più idonea per una PdC poiché la sua temperatura è costante durante l'anno ed è compresa fra i 10 e i 15 °C.

L'approvvigionamento delle acque superficiali avviene selezionando come sorgente indistintamente sia mari che fiumi o laghi, ovviamente la scelta è subordinata alle complicazioni impiantistiche da cui derivano spese rilevanti e dalla loro disponibilità nel sito d'installazione.

Se da un lato il mare costituisce la sorgente termica più diffusa in Italia con temperature oscillanti da minimo di 10 °C nel periodo invernale ad un massimo di 25 °C in estate, il suo utilizzo è condizionato da significativi problemi di corrosione dovuta all'acqua salata.²⁶

D'altro canto i fiumi, che presentano maggiori variazioni termiche stagionali, necessitano sistemi di filtraggio a causa della presenza di impurità in sospensione.

Gli scambiatori di calore sono a fascio tubiero dove all'interno di un contenitore cilindrico detto mantello vi sono inseriti numerosi tubi disposti in parallelo che ne collegano le due estremità.



Figura 234: Sonde per sistemi ad acqua

L'acqua circolando nello spazio esterno ai tubi e circondata dal mantello, è guidata da opportuni setti divisori e all'interno dei tubi avviene la condensazione o l'evaporazione del liquido refrigerante.

Si distinguono in sistemi:

- *SWHP (Surface Water Heat Pump)*
- *GWHP (Ground Water Heat Pump)*

Tali sistemi a loro volta si scindono in diretti e indiretti.

Sistemi ad acqua superficiale

Le pompe di calore ad acqua superficiale di tipo diretto utilizzano come sorgenti le acque superficiali presenti attraverso un circuito con un sistema di pompaggio che preleva l'acqua e la convoglia in uno scambiatore di calore posto a contatto con la PdC. In seguito agli scambi termici l'acqua viene reintrodotta nella stessa sorgente.

²⁶ L'elevata corrosività dell'acqua impone una continua manutenzione.

Se l'acqua viene usata come scambiatore con un sistema di tubazioni opportunamente progettate il sistema si definisce indiretto. Una volta accumulata l'energia dell'acqua tramite il fluido contenuto nei tubi, gli scambi avvengono in maniera analoga al precedente.

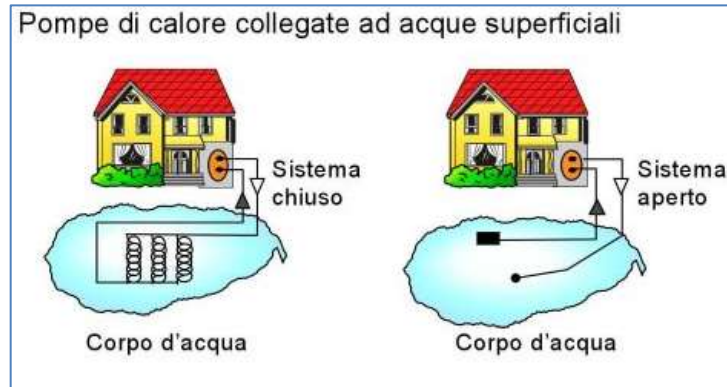


Figura 235: Esempi di sistemi ad acqua superficiale

Sistemi ad acqua di sotterranea

In questo caso la sorgente è costituita da una sorgente di acqua di falda prelevata grazie all'impiego di pozzi. Gli scambi con la PdC avvengono indirettamente per mezzo di uno scambiatore secondario posto a contatto con il fluido refrigerante della precedente. L'acqua utilizzata può essere reintrodotta nella falda tramite un altro pozzo o immessa superficialmente in bacino.

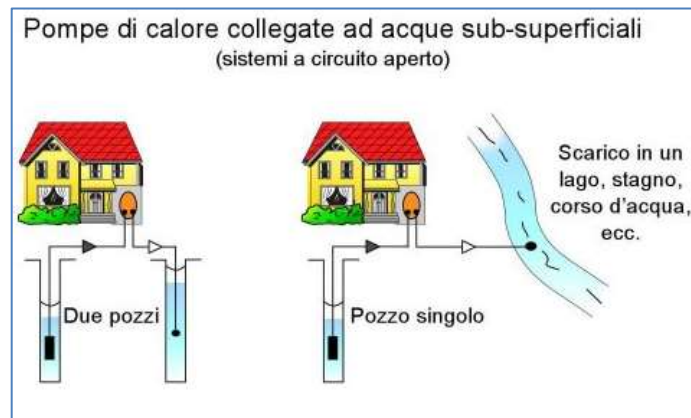


Figura 236: Esempi di sistemi ad acqua di falda

Questi impianti godono della possibilità di creare accumuli stagionali di calore nei pozzi garantendo una gestione delle richieste da parte dell'utenza sia nel periodo estivo che invernale.

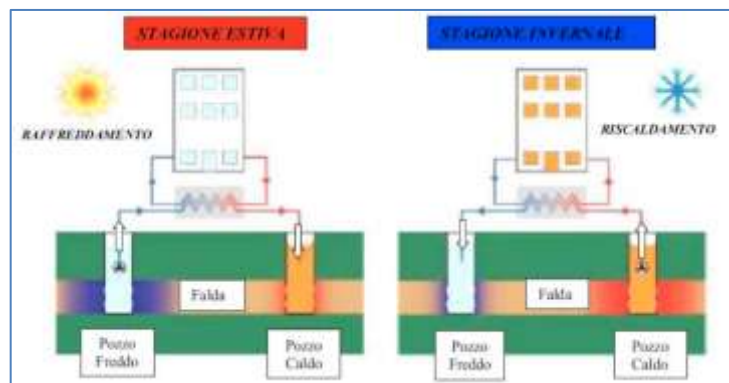


Figura 237: Esempi di accumulo stagionale per sistemi ad acqua di falda

Vantaggi

Rispetto ad un sistema ad aria le dimensioni risultano essere ridotte per via del coefficiente di scambio termico legato alla densità e nel caso di utilizzazione dell'acqua di pozzo come sorgente si riescono a raggiungere COP fino a 5.

Svantaggi

Un fattore principale da tenere in considerazione risiede nella elevata corrosività dell'acqua che impone molta manutenzione.

L'installazione di PdC che sfruttano un bacino idrico necessitano dei permessi speciali e la trafila burocratica spesso scoraggia la scelta verso questa tipologia.

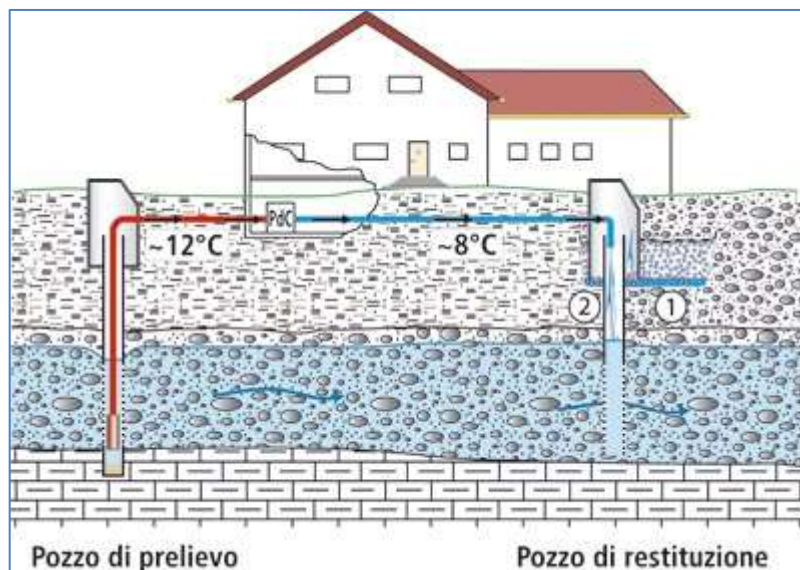


Figura 238: Schema di sonde a prelievo di acqua di falda

Sistemi a terreno

Le PdC accoppiate al terreno o GCHP acronimo di Ground Coupled Heat Pump sono indipendenti dalla presenza o meno di "pozzi" d'acqua.

La pompa di calore risulta essere identica a quella precedente meno la sorgente dello scambiatore di calore che in questo caso è la terra.

I COP ottenuti si aggirano sulla soglia media del 4,5 considerando un maggior contributo in inverno.

Le configurazioni possibili di installazione sono due:

- *Sonde verticali*
- *Sonde orizzontali*

Sonde verticali (SGV)

Sono costituiti da coppie di tubi sottili con conformazione geometrica ad U dislocati in pozzi verticali che vengono riempiti con la terra di riporto²⁷. I materiali utilizzati per i tubi sono:

- *Polietilene ad alta densità HDPE (materiale plastico flessibile)*

²⁷ E' un impasto quasi liquido definito boiaccia di cemento-bentonitica in cui la malta garantisce la perfetta solubilità ed elasticità mentre la sabbia riempiendo gli interstizi liberi dell'impasto ne garantisce una buona conducibilità termica.

- *Metalli (come rame ma molto costosi)*

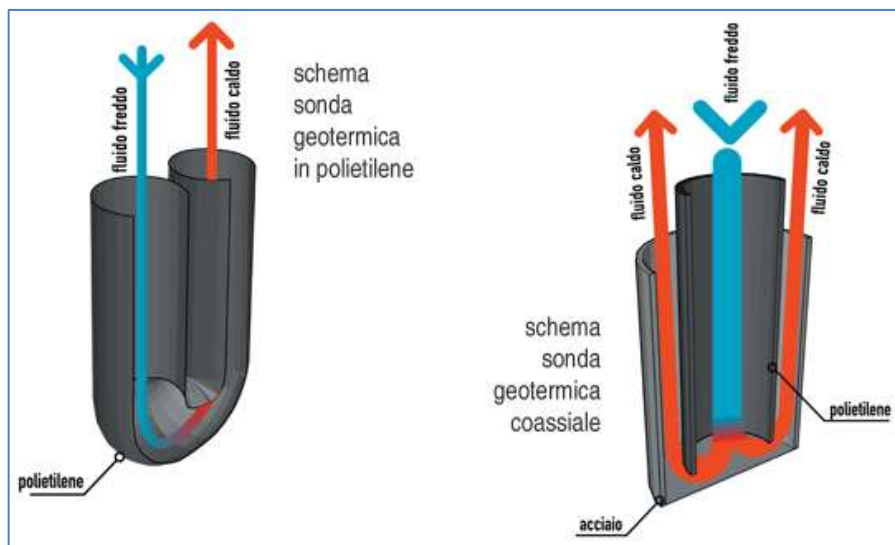


Figura 239: Sonde geotermiche verticali

Gli scavi vengono effettuati per mezzo di macchinari a perforazione raggiungendo profondità tali da non risentire dell'influenza della temperatura esterna.

Il canale quindi ricavato, presenta lunghezze variabili passando da poche decine di metri (50m) a qualche centinaio (400m) a seconda del tipo di terreno e quindi dalla possibilità di percepire una temperatura costante prossima al valore medio annuale.

Il lavoro di operazione per gli scavi risulta essere più oneroso in funzione delle difficoltà riscontrate nella perforazione della roccia.



Figura 240: Esempio sonda geotermica verticale

Un primo dimensionamento dell'impianto considera come valore medio estraibile dalle sonde di 50 W/m, tale valore però può essere influenzato da diversi parametri che devono essere verificati in sede progettuale quali:

- *Numero sonde*
- *Distanza tra le sonde*
- *Capacità termica del terreno*
- *Presenza di falde*

Mentre il primo fattore ne determina la potenza complessiva, i rimanenti hanno notevole incisione riguardo agli scambi termici. Infatti la distanza²⁸ tra una sonda ed un'altra, potrebbe causare alterazioni di temperatura così come la presenza di acque sotterranee a contatto con le stesse, mentre la capacità termica del terreno implica la quantità di calore accumulabile a seconda del periodo stagionale²⁹.

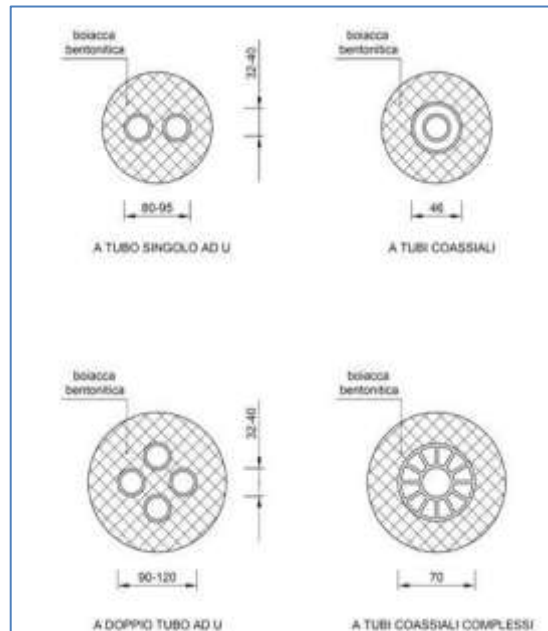


Figura 241: Disposizione tubi nelle sonde verticali

Le sonde presentano geometrie diversificate:

- Singola U
- Doppia U
- A tubi coassiali
 - Semplici
 - Complessi

Gli ultimi si dividono in due sottocategorie i *tubi coassiali semplici* dove il canale centrale è utilizzato per la mandata mentre il canale ad esso concentrico ne costituisce il ritorno; ed il sistema a *tubi coassiali complessi* dove si riscontra un carattere artificioso dal punto di vista geometrico. Infatti mantenendo la mandata nel condotto principale si ha il ritorno convogliato in maniera anulare in tubi o settori circolari disposti radialmente.

Il sistema di funzionamento è molto semplice di seguito sono espletate le fasi seguite dal fluido nel caso di comportamento a PdC per riscaldamento nel periodo invernale che differisce dal ciclo estivo solo per l'inversione del circuito seguito dal fluido vettore e dalla posizione degli scambiatori di calore.

Un fluido termoconduttore viene inviato attraverso il sistema idronico (pompa) in un circuito chiuso all'interno di uno o più tubi di polietilene a forma di U.

Lo spazio vuoto è riempito con terra di riporto data da una miscela di cemento e bentonite per garantire un buon contatto termico tra tubi e parete perforata. Il fluido assorbe calore dal terreno e seguendo il percorso torna alla pompa di calore alla quale è collegata con un sezione di interfaccia di comunicazione con l'evaporatore.

²⁸ Solitamente sono interposte ad una distanza variabile fra i 4 e gli 8 metri.

²⁹ Idealmente l'impianto dovrebbe funzionare rispettando il principio di compensazione del calore trasmesso nei periodi stagionali.

Solitamente è uno scambiatore di calore a fascio tubiero dove il fluido frigorifero contenuto nella PdC viene riscaldato fino a portarsi alla condizione di vapore saturo e in seguito compresso fino a divenire vapore saturo surriscaldato. Continuando il percorso, il fluido incontra un altro scambiatore di calore denominato condensatore dove per convezione e radiazione interagisce con un altro fluido, solitamente l'acqua.

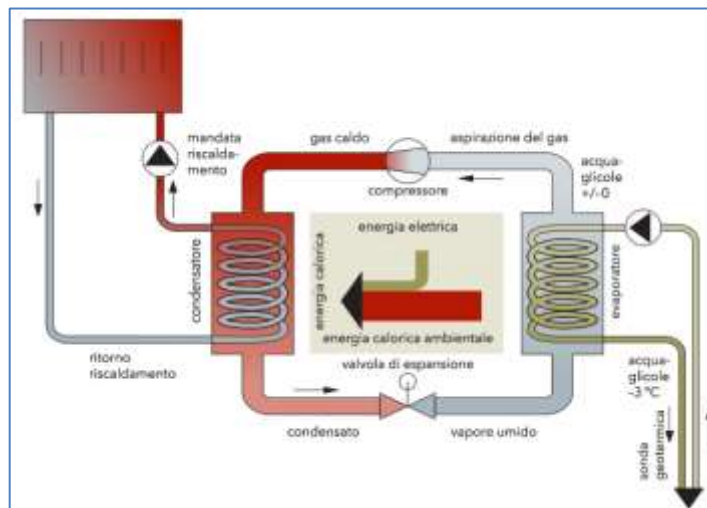


Figura 242: Funzionamento sistema a SGV

Qui il fluido frigorifero fornendo calore all'acqua passa dallo stato vapore a quello liquido raffreddandosi. L'acqua acquisisce una maggiore temperatura circa 40-55°C e giunge attraverso delle tubazioni alla sezione di scambio.

Gli elementi utilizzati sono terminali detti a bassa temperatura come i fancoils e pannelli radianti. Il vantaggio di questi sistemi è quello di poterli utilizzare sia per la climatizzazione estiva che invernale semplicemente in funzione della temperatura del fluido che vi scorre.



Figura 243: Applicazione sonde SGV ad un edificio

Dati specifici

- *Minore superficie di terreno utilizzata*
- *Costoso*
- *Terreno roccioso*
- *COP = 4*

Sonde orizzontali (SGO)

Il sistema a sonde orizzontali presenta le stesse funzioni svolte dall'impianto precedentemente indicato con l'unica differenza che i tubi sono interrati ad una profondità molto limitata compresa fra 1,2-3 metri e richiedono una superficie di installazione maggiore poiché si può estrarre una potenza di circa 25 W/m².



Figura 244: Schema applicativo sonde orizzontali

La scelta di installazione rispetto a quelli verticali è legata ad un fattore economico e di realizzazione per la minore profondità degli scavi, di contro si richiedono a parità di potenza maggiori superfici.

Nella fase di progetto talvolta risulta difficile scegliere la posizione delle tubazioni dato che la loro disposizione potrebbe rientrare in spazi dove sono già presenti edifici o alberi ad alto fusto.

I parametri che influenzano lo scambio termico sono tre:

- *Lunghezza tubi*
- *Interasse tubi*
- *Profondità dal livello del terreno*

La disposizione e le tipologie sono varie e tra queste annoveriamo gli impianti a singola tubazione, a più tubi e a spirale³⁰.

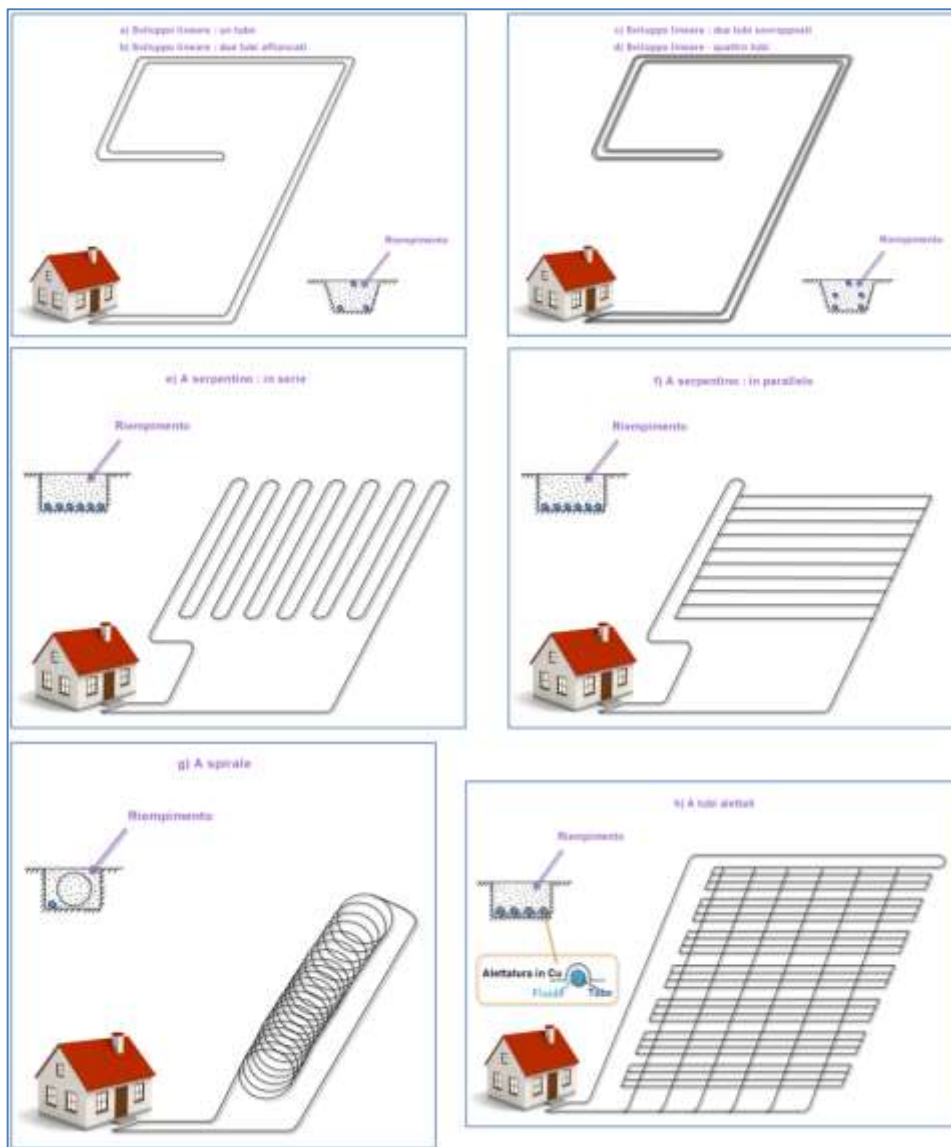


Figura 245: Tipologie sonde orizzontali

Dati specifici

- *Maggiore superficie di terreno utilizzato*
- *Meno costoso*
- *Buono per piccoli edifici*
- *Temperature variabili*
- *COP=3-4*

³⁰ Le sonde a spirale consentono una minore estensione orizzontale riducendo lo scavo in trincea, ma le interferenze rilevanti tra i vari tubi comporta una maggiore lunghezza del tubo.

Sistemi a pali energetici

Sono dei sistemi che integrano le funzioni strutturali a quelle di scambio energetico con conseguenti risparmi economici³¹.

I pali energetici sono degli elementi strutturali di sostegno per l'edificio costituiti in calcestruzzo armato dove le sonde geotermiche sono o ancorate alle armature (pali in getto) o introdotti nell'incavo (pali a cemento centrifugato) che verrà poi riempito con il cemento.

Le tubazioni in plastica delle sonde vengono progettate in maniera da convogliare i collegamenti in un collettore centrale uno per la mandata l'altro per il ritorno.

Il sistema così progettato viene utilizzato sia in regime estivo che invernale cedendo calore nel primo caso ed estraendo energia termica nel periodo complementare.

Una limitazione di progetto si ha nel funzionamento a raffreddamento in quanto si pone un tetto massimo di temperatura non inferiore a 0°C per evitare problemi di natura strutturale.³²



Figura 246: Esempio pali energetici

Vantaggi sistemi geotermici a bassa entalpia

- *Uniformità e diponibilità sul territorio*
- *Non richiede combustibile e quindi si ha un duplice risparmio di emissioni (produzione da combustione e approvvigionamento tramite sistema di trasporto)*
- *Fonte inesauribile e pulita, inoltre non è condizionata da fattori statistici come l'energia derivata dal sole*
- *Versatilità di utilizzazione (sia per il caldo che per il freddo)*
- *Impianti convenienti sia da un punto di vista economico che come lifecycle³³ in comparazione ad altri impianti a fonti rinnovabili*

³¹ Al vantaggio del risparmio economico ottenuto evitando perforazioni addizionali si contrappone però una minore resa termica.

³² A temperature inferiori a quella indicata si possono avere congelamento del terreno e della struttura con conseguenti problemi di resistenza meccanica dell'edificio.

³³ Si stimano in media 30 anni per i componenti d'impianto e circa 50 per i componenti interrati.

Svantaggi sistemi geotermici a bassa entalpia

- *Scavi talvolta profondi per raggiungere le temperature richieste*
- *Accoppiamento di sezioni terminali a bassa temperatura*
- *Costi iniziali di installazioni rilevanti subordinati agli scavi*

8.4.2 SISTEMI A BASSA ENTALPIA: USO AGRICOLO

Per quanto riguarda la trattazione sugli usi agricoli, i fluidi geotermici vengono impiegati per le coltivazioni a cielo aperto ed il riscaldamento di serre.

Coltivazioni aperte

Nelle coltivazioni a cielo aperto per irrigare e/o riscaldare il terreno si utilizza acqua calda con l'obiettivo di ottenere una variazione significativa utile della temperatura del suolo.

Questa operazione risulta essere abbastanza delicata in quanto è necessaria non solo una notevole quantità di acqua a temperatura controllata in maniera tale da evitare qualunque tipo di danneggiamento delle piante.³⁴ Un corretto metodo che permette di ovviare al problema adottando un sistema di irrigazione su superficiale accoppiato con un sistema di tubi riscaldanti inseriti nel terreno. Un aspetto non meno importante da osservare è quello relativo alla composizione chimica delle acque geotermiche usate per l'irrigazione che deve rispettare dei parametri standard per evitare altre forme di effetti dannosi sulle piante. Nelle coltivazioni a cielo aperto quindi si effettua un costante e attento monitoraggio della temperatura³⁵ per:

- *Prevenire i danni derivanti dalle basse temperature ambientali*
- *Estendere la stagione di coltivazione, di aumentare la crescita delle piante ed incrementare la produzione*
- *Sterilizzare il terreno*



Figura 247: Esempio di applicazione in campo agricolo

³⁴ E' un procedimento che deve essere progettato per evitare allagamenti del piano di coltivazione per evitare il marcimento delle piante ed inoltre si deve monitorare la temperatura evitando di raggiungere valori critici per le colture.

³⁵ (Barbier e Fanelli, 1977).

Coltivazioni nelle serre

Un'altra applicazione, la più comune, è il riscaldamento di serre. In queste strutture è possibile riprodurre un piccolo ecosistema che rispecchi le caratteristiche di crescita e sviluppo delle verdure o fiori in periodi al di fuori della ciclo stagionale naturale.

Le tecnologie a disposizione si prefiggono di mantenere i parametri ottimali richiesti da ogni tipo di coltura che si decide di trattare:

- *Temperatura di sviluppo*
- *Quantità di luce*
- *Concentrazione in serra di CO₂*
- *Umidità del terreno*
- *Umidità e movimento dell'aria*

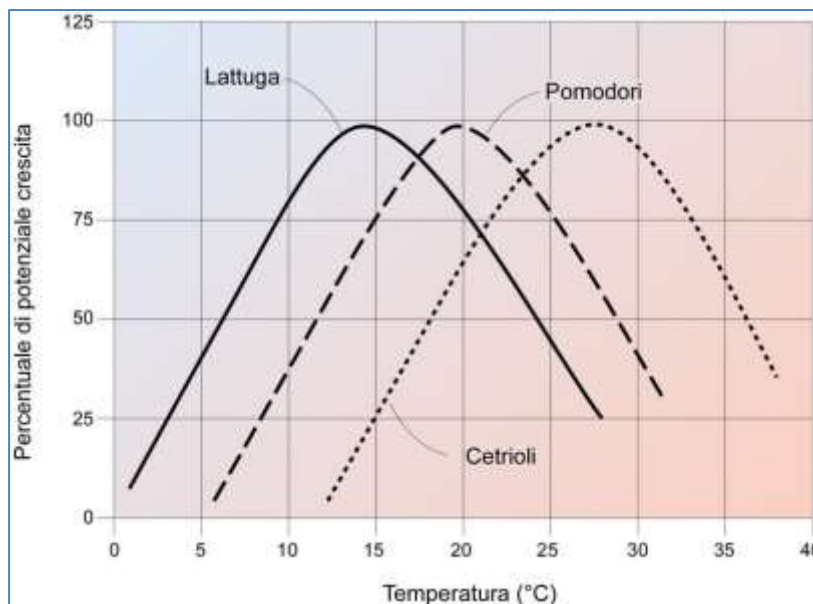


Figura 248: Curve di accrescimento di verdure (Beall e Samuels 1971)

Le pareti delle serre possono essere fatte con diversi materiali dal vetro e sue fibre a pannelli di plastica rigida o semplicemente. Le pareti di vetro presentano la peculiarità di essere trasparenti lasciando il passaggio a molta più luce, ma di contro permettono un minor isolamento termico, una minore resistenza agli urti e sono sicuramente più pesanti e costosi. Alcune serre che presentano una struttura più semplificata sono caratterizzate da un unico telo di plastica o con due teli separati da uno strato d'aria³⁶.

Il riscaldamento delle serre può essere con:

- *Circolazione forzata d'aria in scambiatori di calore*
- *Circolazione d'acqua calda in tubi posti sopra o nel terreno, o anche in condotte alettate situate lungo le pareti o sotto i pancali*
- *Combinazione di questi sistemi.*

Riscaldamento a convezione naturale: (a) tubi sospesi, (b) pancali riscaldati, (c) tubi posizionati in basso. Riscaldamento del terreno (d). Riscaldamento ad aria forzata: (e) convettori laterali, (f) ventilatori sospesi, (g) convettori posizionati in alto, (h) convettori posizionati in basso.

³⁶ Questo sistema permette la riduzione della perdita di calore attraverso le pareti del 30-40% e ne migliora il rendimento complessivo.

L'uso dell'energia geotermica nelle serre può ridurre notevolmente i costi operativi fino al 35% del costo dei prodotti.

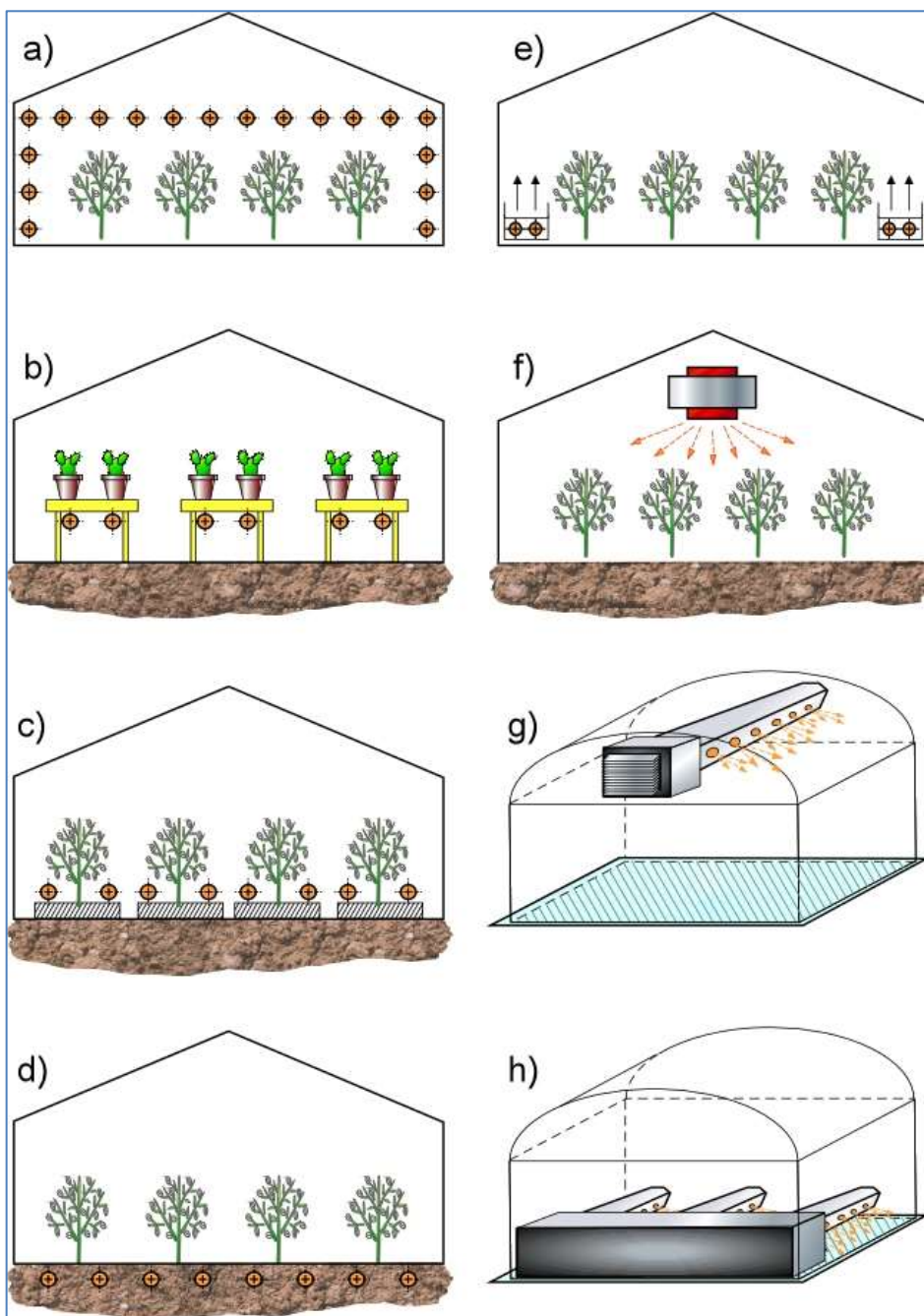


Figura 249: Sistemi di riscaldamento delle serre geotermiche.

Allevamento animali

Grazie ai sistemi geotermici è possibile implementare dei circuiti di controllo della temperatura che possono garantire una migliore qualità e quantità delle specie allevate in fattoria. Talvolta le acque geotermiche possono essere applicate con un duplice sfruttamento combinando l'allevamento di animali con il riscaldamento di serre.

Solitamente l'energia necessaria per riscaldare un impianto di allevamento è pari al 50% di quella richiesta da una serra con la medesima superficie, permettendo così la possibile la progettazione di un sistema a cascata.

L'allevamento a temperatura controllata migliora le condizioni sanitarie degli animali; inoltre è possibile utilizzare i fluidi per pulire, sterilizzare e deumidificare gli ambienti e per trattare i rifiuti.

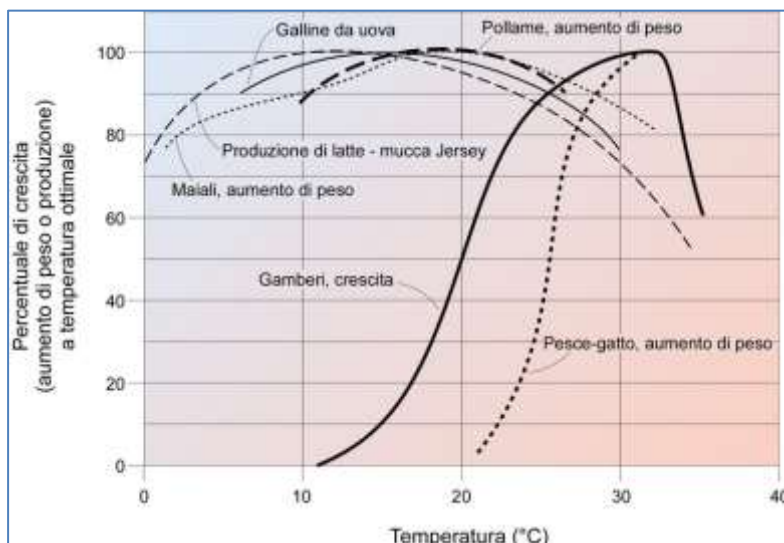


Figura 250: Effetti della variazione di temperatura sulla crescita e produzione

Acquacoltura

L'*acquacoltura* si occupa dell'allevamento controllato di forme di vita acquatiche sia animali che vegetali.

Il controllo della temperatura di crescita per le specie acquatiche è molto più delicato rispetto alle specie terrestri però grazie ad un monitoraggio artificiale del calore si possono pervenire a risultati di grande interesse come l'allevamento di specie esotiche, si può aumentare la produzione e alle volte raddoppiare il ciclo riproduttivo.³⁷

L'allevamento delle specie acquatiche generalmente richiede una temperatura compresa tra 20° e 30°C. Le dimensioni degli impianti dipendono dalla temperatura della risorsa geotermica disponibile, dalla temperatura che deve essere mantenuta nella vasca di allevamento e dalle perdite di calore di quest'ultima.

Anche la coltivazione di *Spirulina* può essere considerata una forma di acquacoltura. Questa microalga unicellulare a spirale, di colore verde-azzurro, è spesso chiamata '*super-alimento*' per il suo alto contenuto nutritivo ed è stata considerata una possibile soluzione per risolvere il problema della fame nei paesi più poveri del mondo.

L'energia termica presente nel terreno per un sistema serra di 1.000 m² con una capacità energetica compresa tra 20–60 W/m² consente di estrarre dal terreno fino a 45 kWt per la climatizzazione microclimatica dell'ambiente coperto, con impieghi durante l'anno fino al 100%.

Assumendo un COP pari a 4 a fronte di una spesa di 1 unità di energia elettrica per il funzionamento della pompa di calore, si estraggono 3 unità di energia termica dal terreno e se ne forniscono 4 come riscaldamento della serra.

Pertanto se assumiamo un 25% di utilizzo temporale della pompa di calore geotermica, l'installazione di 60 kWt fornisce 131.400 kWh per 1000 m² (60 kWt x 8.760 h). Il costo di una pompa di calore geotermica risulta mediamente compreso tra 3.000 - 3.500 Euro/kW (IVA esclusa).

³⁷ Le specie allevate più comunemente sono carpa, pesce gatto, branzino, tilapia, muggine, anguilla, salmone, storione, gambero, aragosta, gambero d'acqua dolce, granchio, ostrica, e mitili. Tra le specie più particolari rientrano i coccodrilli e alligatori utilizzati come attrazione turistica e pellame.

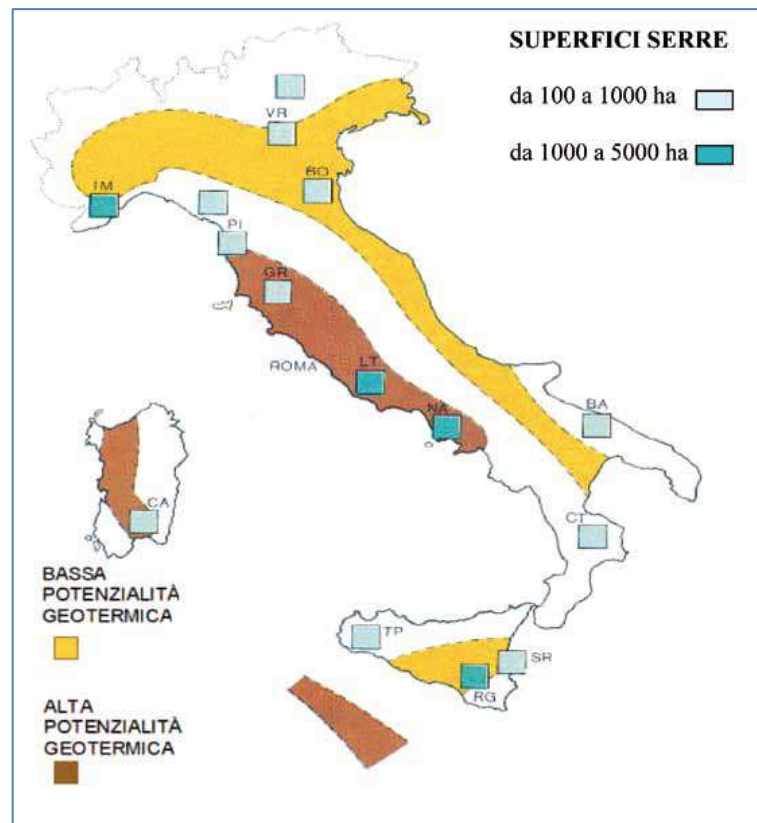


Figura 251: La geotermia e l'agricoltura protetta in Italia

8.4.3 SISTEMI A MEDIA ENTALPIA: TELERISCALDAMENTO E/O TELERAFFRESCAMENTO

Il teleriscaldamento costituisce una soluzione alternativa ecocompatibile per la produzione di acqua igienico-sanitaria e il riscaldamento degli edifici residenziali, terziari e commerciali e al contempo rispetta i canoni di economicità e sicurezza.

L'Autorità per l'Energia Elettrica ed il Gas definisce il *Teleriscaldamento* come:

“sistema di riscaldamento a distanza di un quartiere o di una città che utilizza il calore prodotto da una centrale termica, da un impianto di cogenerazione o da una sorgente geotermica. In un sistema di teleriscaldamento il calore viene distribuito agli edifici tramite una rete di tubazioni in cui fluisce l'acqua calda o il vapore.”

Un sistema di Teleriscaldamento sostanzialmente è articolato in:

- *Centrale termica*
- *Rete di trasporto e distribuzione*
- *Sottostazione di scambio termico.*

La *centrale termica* costituisce il fulcro del sistema in quanto ne rappresenta il centro di produzione del calore il cui scopo principale è quello di riscaldare l'acqua che viene distribuita ai diversi edifici attraverso la rete di distribuzione.

L'acqua viene convogliata ad uno scambiatore di calore connesso con il sistema di distribuzione interna dell'edificio e ne fornisce il calore necessario per riscaldare gli ambienti e per la produzione di acqua calda sanitaria.

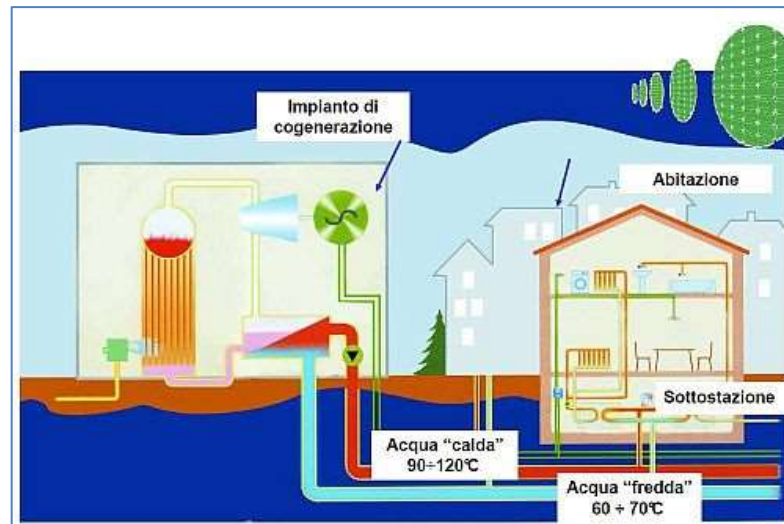


Figura 252: Esempio tubazione per reti di distribuzione

Una volta seguito il circuito l'acqua avendo scambiato calore si raffredda e ritorna nella centrale per essere nuovamente riscaldata e reimpressa nel sistema.

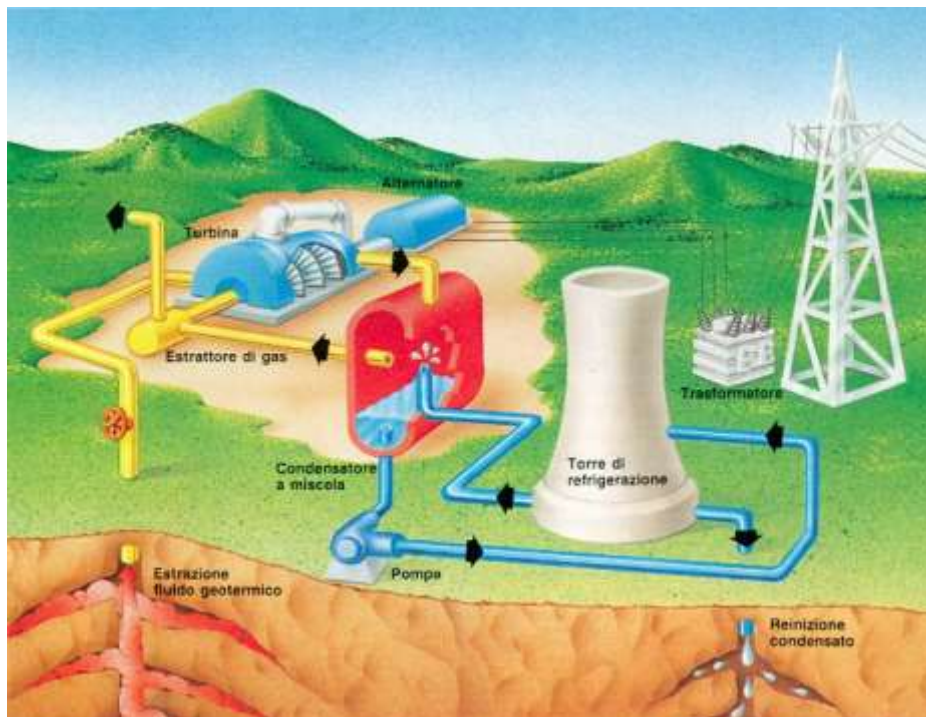


Figura 253: Centrale geotermica

L'*impianto di distribuzione* è costituito da speciali condotte sotterranee agli edifici e permette il collegamento tra la centrale e i vari edifici ad essa allacciati.

La rete si presenta come un insieme di condutture organizzate secondo strutture ad albero e/o ad anello, dove ciascuna conduttura è costituita da una doppia tubazione (mandata e ritorno) interrata.

Le tubazioni sono precoibentate composte da un tubo di servizio in acciaio, un isolamento in schiuma di poliuretano (PUR) e una guaina in polietilene ad alta densità (HDPE).



Figura 254: Esempio tubazione per reti di distribuzione

L'ultima sezione è caratterizzata da *sottocentrali*.

Composte da scambiatori di calore costituiscono il nodo di collegamento tra le due parti precedenti permettendo la realizzazione dello scambio termico tra l'acqua della rete di teleriscaldamento (circuito primario) e l'acqua del circuito del cliente (circuito secondario) evitando la miscelazione tra i due fluidi.

Sostituendo la caldaia convenzionale, lo scambiatore consente di gestire autonomamente le temperature dei locali e di registrare i relativi consumi attraverso un sistema di monitoraggio elettronico.



Figura 255: Modalità di connessione di un'utenza alla rete di teleriscaldamento

L'affidabilità del servizio consiste nella specifica caratteristica del servizio di poter colmare la distanza esistente tra il punto di produzione e i punti di utilizzo del calore, applicando tale sistema ad intere aree urbane.

Affinché si possa risentire l'economicità e l'efficacia di questa opzione impiantistica è di primaria importanza individuare in un'area ben definita un'utenza che rispecchi le caratteristiche di fabbisogno termico a cui l'impianto dovrà sopperire.

Dalla definizione inglese *district heating* il teleriscaldamento è perfettamente indicato per impieghi in grandi aree con densità edilizie rilevanti come un quartiere, o edifici terziari quali centri commerciali o industriale ed ancora un insieme di utenze pubbliche prossime tra loro.

Non è perciò consigliabile una rete di teleriscaldamento che colleghi utenze isolate e sparse, lontane tra loro.

Riscaldamento geotermico

Il *riscaldamento geotermico* di quartieri abitativi richiede un investimento di capitali ingente. I costi maggiori sono quelli iniziali per i pozzi di produzione e di reiniezione, i costi delle pompe in pozzo e di distribuzione, delle condutture e della rete di distribuzione, delle strumentazioni di sorveglianza e di controllo, degli impianti integrativi per i periodi di punta e dei serbatoi-polmone (serbatoi di riserva). In confronto ai sistemi convenzionali, però, i costi operativi sono più bassi e derivano dall'energia per il pompaggio, dalla manutenzione, dal sistema di controllo e dalla direzione tecnica e commerciale. Un fattore critico nel valutare il costo di un sistema di riscaldamento geotermico è la densità del carico termico, cioè la domanda di calore divisa per la superficie dell'area servita dal sistema. Un'elevata densità del carico termico favorisce la fattibilità economica di un progetto di riscaldamento, perché la rete di distribuzione è costosa. In regioni dove il clima lo permette, si possono avere vantaggi economici combinando i sistemi di riscaldamento e raffreddamento degli ambienti. Il fattore di carico di un sistema combinato riscaldamento/raffreddamento è più alto del fattore di carico di un sistema di solo riscaldamento e, di conseguenza, il prezzo unitario dell'energia diminuisce (Gudmundsson, 1988).

Riscaldamento geotermico

Il *raffreddamento di geotermico* è realizzabile quando impianti ad assorbimento possono essere adattati al funzionamento con i fluidi geotermici disponibili. Questi impianti dispongono di una tecnologia ben conosciuta e sono reperibili sul mercato senza difficoltà. Essi funzionano seguendo un ciclo che utilizza il calore invece dell'elettricità come sorgente di energia. Il raffreddamento è ottenuto utilizzando due fluidi: un refrigerante, che circola, evapora (assorbendo calore) e condensa (cedendo calore), e un fluido secondario o assorbente. Per usi sopra 0°C (soprattutto condizionamento di ambienti e processi industriali), il ciclo usa bromuro di litio come assorbente ed acqua come refrigerante. Per usi sotto 0°C, si adotta un ciclo ammoniaca/acqua, con l'ammoniaca come refrigerante e l'acqua come assorbente. I fluidi geotermici possono fornire l'energia termica necessaria al funzionamento di questi impianti, il cui rendimento, però, diminuisce con temperature dei fluidi sotto 105°C.

Vantaggi

E' importante evidenziare come i sistemi di teleriscaldamento rappresentino una grande opportunità di utilizzo razionale delle risorse energetiche e di controllo dell'inquinamento locale, nonché un sistema di contenimento della spesa energetica sia per la collettività che per i singoli utenti.

I vantaggi che il teleriscaldamento può offrire, rispetto alle forme tradizionali di produzione di energia termica, essenzialmente possono essere ricondotti a:

- *Risparmio energetico e benefici ambientali (**benefici collettivi**)*
- *Vantaggi economici e semplicità d'uso per gli utenti (**benefici individuali**)*

8.4.4 SISTEMI AD ALTA ENTALPIA: PRODUZIONE INDUSTRIALE DI ENERGIA ELETTRICA

La produzione di energia elettrica è subordinata alle temperature estratte dalle risorse geotermiche disponibili nel sito di installazione.

Si distinguono due tipologie di impianti:

- *Convenzionali*
- *Ciclo binario*

La prima categoria richiede temperature di esercizio non inferiori a 150°C e si scindono in altre due sotto categorie:

- *Contropressione*
- *Condensazione*

Impianti a Contropressione

Gli impianti a contropressione sfruttano il vapore prodotto in maniera naturale dai pozzi ed espande passando all'interno di una turbina e poi rilasciato in atmosfera.

La produzione avviene sfruttando il moto rotativo delle pale della turbina che accolgono il vapore e dal loro movimento si genera energia elettrica grazie ad un alternatore collegato all'albero di rotazione della stessa turbina.

Talvolta è necessario inserire un componente d'impianto aggiuntivo quale il separatore di gocce se dal pozzo si preleva una miscela di acqua e vapore.³⁸

Tra tutti gli impianti sono consigliati per la semplicità di installazione e per una convenienza dal punto di vista economico.

Da alcuni dati su basi di realizzazione per ogni 15-25 kg di vapore è possibile ricavare all'incirca 1kWh di energia elettrica.

Proprio per la sua ridotta produzione di energia rispetto agli impianti a condensazione sono sconsigliati se non considerati come impianti pilota.³⁹

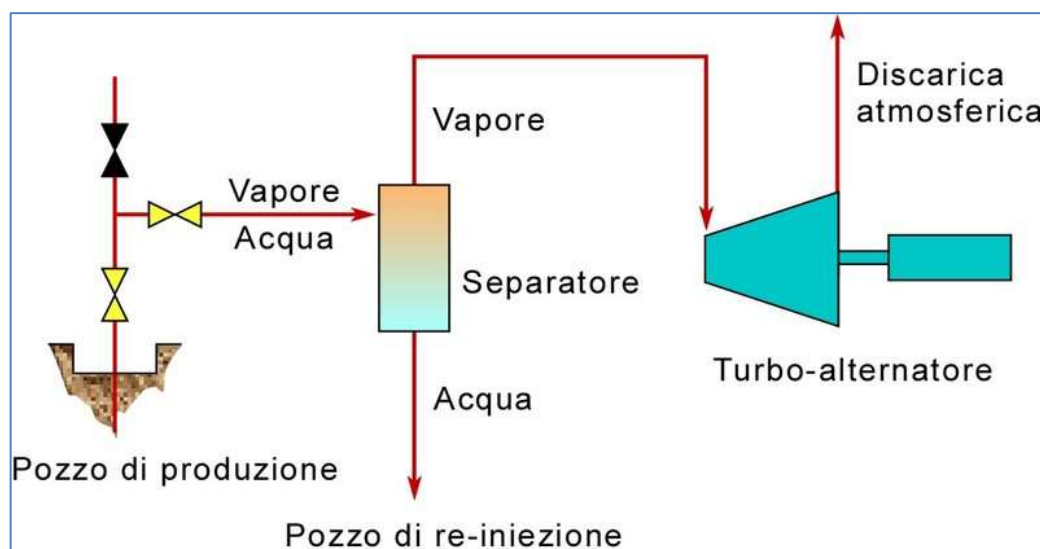


Figura 256: Schema d'impianto a Contropressione

Impianti a Condensazione

Questa soluzione impiantistica risulta notevolmente articolata data l'introduzione di condensatori e torri di raffreddamento.

Ad una complicazione impiantistica a cui corrispondono spere onerose si hanno almeno delle rese maggiori di produzione dato che con 6-10 kg di vapore si ottengono la stessa quantità di energia elettrica. In campo applicativo sono da ritenersi indicati per la produzione industriale di energia.

³⁸ Questo accorgimento viene selezionato per evitare danni rilevanti alle pale della turbina.

³⁹ Vengono impiegati nel caso si rilevano nei "pozzi sorgente" grandi quantità di gas incondensabili inutilizzabili in quelli a condensazione.

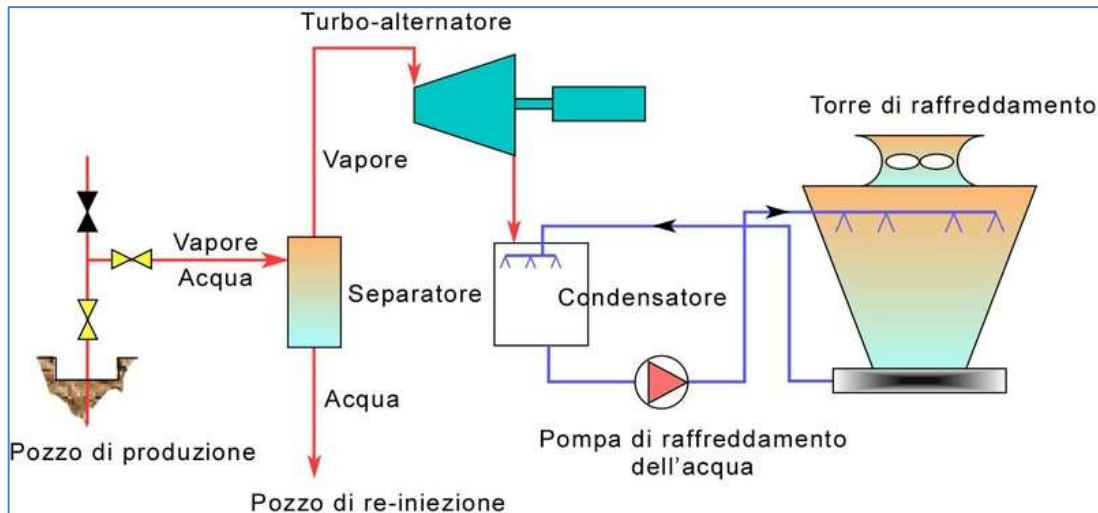


Figura 257: Schema d’impianto a Condensazione

Impianti a Ciclo Binario

Sono degli impianti che utilizzano un fluido organico come n-pentano come fluido secondario di lavoro. Sostanzialmente il fluido organico assume range di temperature tra i 90° -170° C⁴⁰ ed è indotto a lavorare in un ciclo Rankine.

L’impianto è progettato per avere i due circuiti in maniera tale da essere chiusi sia per quello a fluido geotermico che per l’organico, evitando quindi contatti con l’ambiente esterno.

Un grande vantaggio permette la modularità dell’impianto, ossia è possibile installare diversi “blocchi” per implementarne la potenza per arrivare da centinaia di kWh a qualche MWh.

Negli ultimi vent’anni si sono sviluppati impianti che utilizzano come fluido secondario di lavoro una miscela di acqua ed ammoniacca con rendimenti nettamente superiori. Tali impianti sono denominati a *ciclo Kalina*.

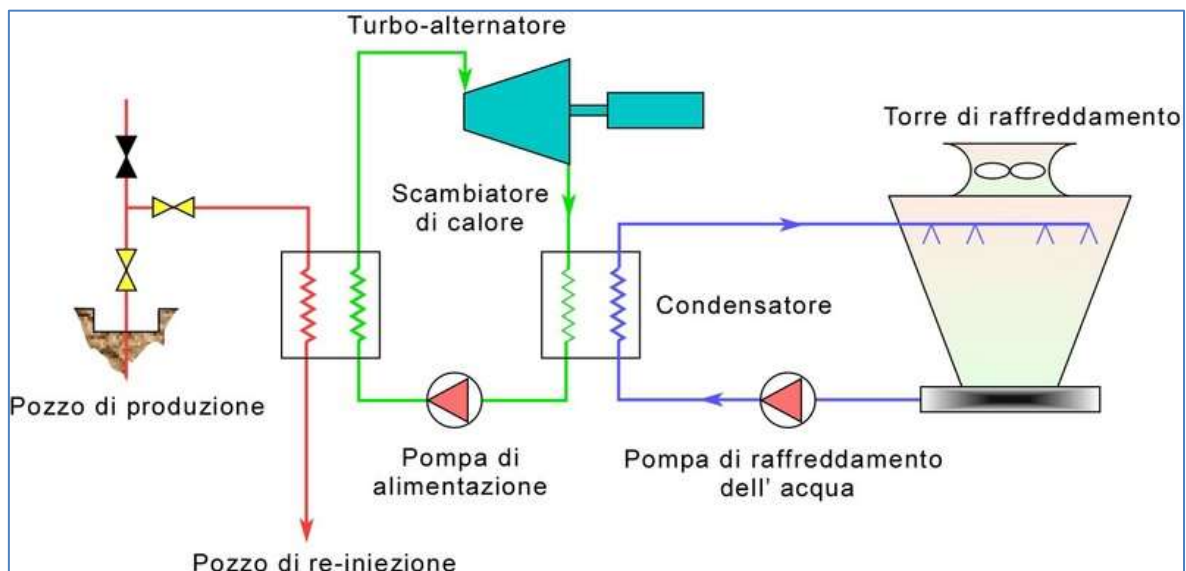


Figura 258: Schema d’impianto a Ciclo Binario

⁴⁰ I valori di temperatura sono imposti superiormente per garantire la stabilità di fiamma e inferiormente per fattori tecnico – economici.

8.5 DIMENSIONAMENTO DEI SISTEMI GEOTERMICI

I metodi di stima delle caratteristiche termofisiche del terreno sono suddivisi in metodi diretti (come quello della sorgente lineare o cilindrica) e i metodi numerici. <nel caso di sorgente lineare la sonda geotermica viene approssimata ad una linea. Il campo di temperatura (in funzione del raggio e del tempo) per flusso termico costante è dato dall'equazione:

$$T(r, t) = \frac{q}{4\pi\lambda} \int_{\frac{r^2}{4\alpha t}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du = \frac{q}{4\pi\lambda} E_i \left(\frac{r^2}{4\alpha t} \right)$$

dove:

- λ è la conducibilità termica del terreno, [W/(mK)];
- α è la diffusività termica del terreno, [m²/s];
- E_i è un integrale esponenziale.

La temperatura del fluido all'interno della sonda è dato dall'equazione:

$$T_f(t) = T_b^a(t) + qR_b + T_0$$

che, tenendo conto della distribuzione della temperatura nella sonda, diviene (vedi Figura 259):

$$T_f(t) = \frac{q}{4\pi\lambda} \left[\ln \left(\frac{4\alpha t}{r^2} \right) - \gamma \right] + qR_b + T_0$$

con T_0 temperatura indisturbata. Con flusso termico costante si può scrivere:

$$T_f(t) = k \ln(t) + m$$

essendo:

$$m = k \left[\ln(4\alpha) - \ln \left(\left(\frac{r_b^2}{4\alpha} \right) - \gamma \right) \right] + qR_b + T_0$$

con $k = \frac{q}{4\pi\lambda}$ la pendenza della retta della temperatura media del fluido rispetto al logaritmo naturale del tempo, vedi Figura 260.

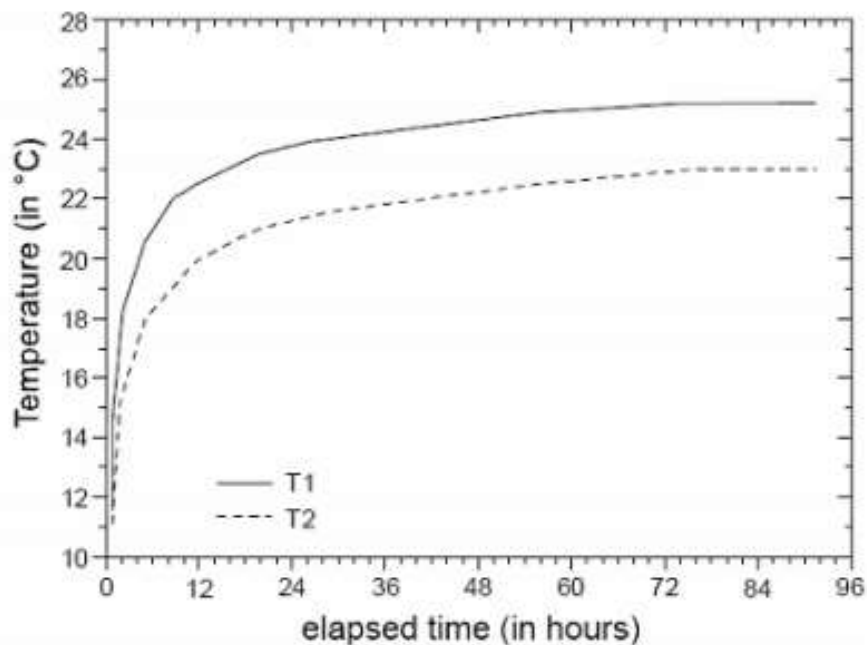


Figura 259: Temperatura di mandata e ritorno del fluido termovettore in funzione del tempo

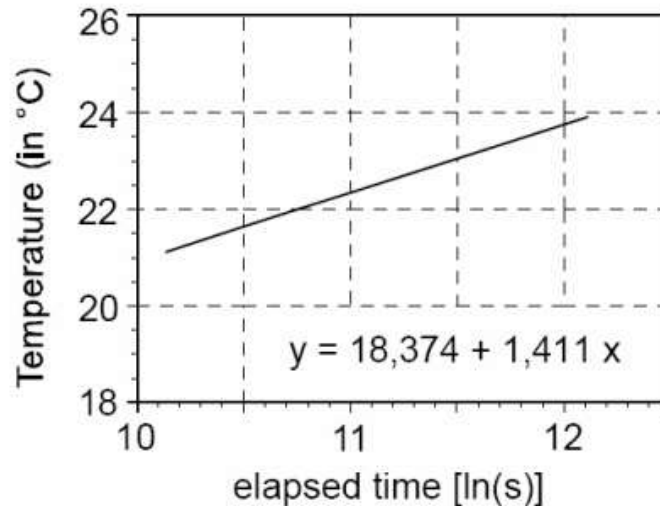


Figura 260: Temperatura media del fluido termovettore in funzione di ln(t)

Nel caso di terreno con stratigrafia diversificata si applica la metodologia indicata per ciascuno strato. Di norma questi calcoli sono effettuati mediante opportuni modelli di calcolo con programmi dedicati.

8.5.1 METODI DI DIMENSIONAMENTO PER LE SONDE VERTICALI

Metodo ASHRAE

La procedura di calcolo utilizza un metodo sviluppato da Ingersoll nel 1954. La lunghezza delle perforazioni necessaria in estate e in inverno è data dalle relazioni:

$$L_c = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lc} - \bar{W}_c)(R_b + PLF_m \cdot R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \left(\frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} \right)_c - t_p}$$

$$L_h = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lh} - \bar{W}_h)(R_b + PLF_m \cdot R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - \left(\frac{t_{wi} + t_{wo}}{2} \right)_h - t_p}$$

dove:

- c e h pedice "c" e pedice "h" indicano funzionamento estivo (cooling) ed invernale (heating);
- L_c e L_h lunghezze delle perforazioni necessarie rispettivamente per raffrescare (estate) e riscaldare (inverno) l'edificio, [m];
- q_a flusso termico medio scambiato con il sottosuolo in un anno [W];
- q_{lc} e q_{lh} carichi di progetto necessari per raffrescare ($q_{lc} < 0$) e riscaldare ($q_{lh} > 0$), [W];
- W_c e W_h potenze elettriche assorbite dal compressore della pompa di calore/refrigeratore in corrispondenza del carico di progetto [W];
- PLF_m fattore di carico/parzializzazione mensile;
- F_{sc} fattore di perdita legato al possibile cortocircuito termico in sonda tra tubo di mandata e di ritorno;
- t_g temperatura del sottosuolo non influenzato dalla presenza della sonda [°C];
- t_p temperatura di penalizzazione che sintetizza l'influenza termica tra le sonde attraverso il terreno [°C];

- t_{wi} e t_{wo} temperatura di mandata e di ritorno del fluido che alimenta le sonde geotermiche nei due casi (c estate, h inverno) [°C];
- R_b resistenza termica per unità di lunghezza della sonda, tra fluido e bordo sonda [(mK)/W];
- R_{ga} resistenza equivalente per unità di lunghezza del terreno, impulso annuale [(mK)/W];
- R_{gm} resistenza equivalente per unità di lunghezza del terreno, impulso mensile [(mK)/W];
- R_{gd} resistenza equivalente per unità di lunghezza del terreno, impulso giornaliero [(mK)/W].

I flussi termici, i carichi dell'edificio e le penalizzazioni in temperatura sono da considerare positivi in regime di riscaldamento e negativi in quello di raffreddamento.

I singoli termini si calcolano con le seguenti procedure.

q_a

E' definito come il flusso termico medio annuale assorbito o ceduto dal terreno e si calcola con la relazione:

$$q_a = \frac{\sum q_{lc} \frac{COP_c + 1}{COP_c} h_c + \sum q_{lh} \frac{COP_h - 1}{COP_h} h_h}{8760} \quad [40]$$

con h_c ed h_h ore equivalenti annuali a pieno carico. I calori di COP_c e COP_h sono scelti in base alla temperatura di ingresso della pompa di calore.

PLF_m

Fattore di carico/parzializzazione definito dalla relazione (per l'estate e per l'inverno):

$$PLF_m = \frac{\sum_{24} CaricoOrario \times Ore}{CaricodiPicco \times 24h} \times \frac{Giorni di funzionamento al mese}{Giorni del mese}$$

W_c e W_h

Si suddivide l'edificio in zone da climatizzare (i) e per ciascuna si considera una suddivisione significativa delle ore del giorno in blocchi (ad esempio 4 ore dalle 8 alle 12, 4 ore dalle 12 alle 16 e 4 ore dalle 16 alle 20). Per ciascun blocco di ore e per ciascuna zona (a mo' di matrice) si individua il carico massimo. Successivamente si individua il blocco che presenta la somma dei carichi maggiore e lo si identifica come "blocco bm".

Si considerano tante pompe di calore quante sono le zone e si individua la taglia necessaria per climatizzare ciascuna zona (Q_{ni}) cercando superare non di molto il carico massimo giornaliero di ogni zona. Si ricava dai cataloghi la potenza elettrica assorbita ($W_{c,i}$ e $W_{h,i}$). Per ogni zona si definisce il *Part Load Factor* con la relazione:

$$PLF_{d,i} = \frac{Q_{bm,i}}{Q_{n,i}}$$

Si sommano ora i prodotti tra i *Part Load Factor* e le rispettive potenze:

$$\bar{W}_c = \sum_i PLF_{d,i} \cdot W_{c,i}$$

$$\bar{W}_h = \sum_i PLF_{d,i} \cdot W_{h,i}$$

Si può semplificare il metodo riducendo l'edificio ad unica zona. Tuttavia questa semplificazione è suscettibile di errori grossolani.

F_{sc}

Con questo termine si prende in considerazione il tipo di collegamento tra le sonde (in serie o in parallelo) e la portata specifica, riferita alla potenza nominale della macchina, del campo geotermico. In pratica con esso si valuta la penalizzazione del flusso termico fra fluido di mandata e di ritorno. I valori di F_{sc} si trovano tabulati in letteratura e variano da 1,01 a 1,06.

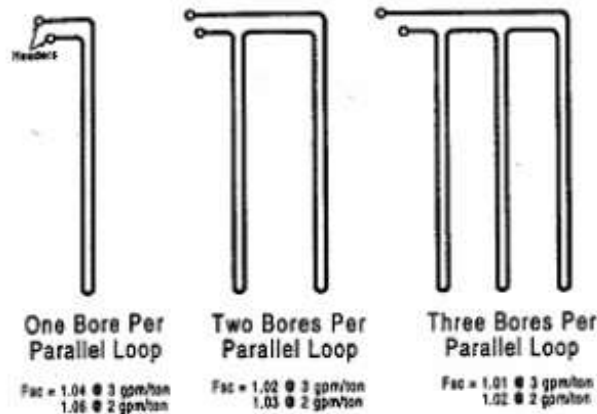


Figura 261: Valori di F_{sc} in funzione del collegamento fra le sonde e della portata specifica

t_{wi} e t_{wo}

I valori delle temperature del fluido entrante ed uscente dalle sonde geotermiche, in condizioni di progetto, sono legati dalle relazioni:

$$q_{lc} - \bar{W}_c = \dot{m}_w c_{pw} (t_{wo} - t_{wi})_c$$

$$q_{lh} - \bar{W}_h = \dot{m}_w c_{pw} (t_{wo} - t_{wi})_h$$

t_g

La temperatura del suolo è di solito un dato di progetto per il sito utilizzato.

t_p

La temperatura di penalizzazione sintetizza l'interferenza reciproca dei campi termici delle sonde attraverso il terreno, penalizzando il salto termico tra fluido e terreno indisturbato. Questa grandezza assume valori bassi se i carichi invernale ed estivi sono simili in modulo, valori maggiori se si ha predominanza invernale o estiva nel funzionamento dell'impianto. Inizialmente viene assunta e poi la si verifica per successive approssimazioni. Una volta nota q_a, data dalla [40], la lunghezza l di ogni sonda e scelta la griglia con cui posizionare le sonde, si può verificare il valore assunto. Il metodo si basa sull'accumulo annuale di calore nel terreno circostante le sonde e quindi analizza la conseguente variazione di temperatura. La t_p assunta deve essere circa uguale a quella ottenuta dalla seguente relazione empirica:

$$t_p = \frac{1 \cdot N_4 + 0,5 \cdot N_3 + 0,25 \cdot N_2 + 0,1 \cdot N_1}{N_{tot}} t_{p1}$$

ove:

- N4 numero di sonde circondate su tutti e quattro i lati da altre sonde;
- N3 numero di sonde circondate su tre lati da altre sonde;
- N2 numero di sonde circondate su due lati da altre sonde;
- N1 numero di sonde circondate su un lato da altre sonde;

- N_{tot} numero totale delle sonde;
- t_{pl} temperatura di penalizzazione di una sonda circondata da altre su tutti i lati.

La determinazione di t_{pl} è fatta sulla base delle seguenti ipotesi: si considera un parallelepipedo di terreno, sezione quadrata $d_s \times d_s$ ed altezza l , che circonda la sonda (d_s coincide con la distanza delle sonde nella griglia). Questa porzione di sottosuolo è in grado di accumulare calore ma non scambiarlo con il terreno al di fuori della superficie perimetrale. La verifica si fa sulla base di 10 anni in quanto si assume che sia questo il periodo di tempo necessario perché i flussi termici annuali vadano a regime. Essendo il calore immagazzinato dato dalla capacità termica per la differenza di temperatura (t_{pl}) tra il terreno indisturbato e quello attorno alla sonda, si ottiene:

$$t_{pl} = \frac{Q_{stored}}{\rho c_p d_s^2 l}$$

dove:

- ρ densità del terreno;
- c_p calore specifico del terreno;
- Q_{stored} calore accumulabile dopo 10 anni.

Il calcolo del calore diffuso dopo 10 anni si fa utilizzando la soluzione della sorgente lineare e considerando un cilindro del diametro di 8-10 metri in quanto mediamente sono queste le distanze interessate dalla trasmissione di calore in questo arco di tempo. Non essendo il gradiente di temperatura costante lungo il raggio del cilindro esaminato, si considerano più cilindri concentrici e la variazione di temperatura media tra essi:

$$Q_{stored} = \sum \rho c_p \pi l (r_0^2 - r_i^2) \Delta t_r$$

con Δt_r differenza tra la temperatura del terreno indisturbato e quella ad una distanza r dalla sorgente e si determina applicando la soluzione della sorgente lineare:

$$\Delta t_r = \frac{q_a I(X)}{2\pi\lambda_g l}$$

ove il termine $I(X)$ è dato in Figura 262 in funzione di X , parametro adimensionale definito dalla relazione:

$$X = \frac{r}{2\sqrt{\alpha_g t_l}}$$

con:

- α_g diffusività termica del terreno;
- t_l il tempo (ad esempio 10 anni).

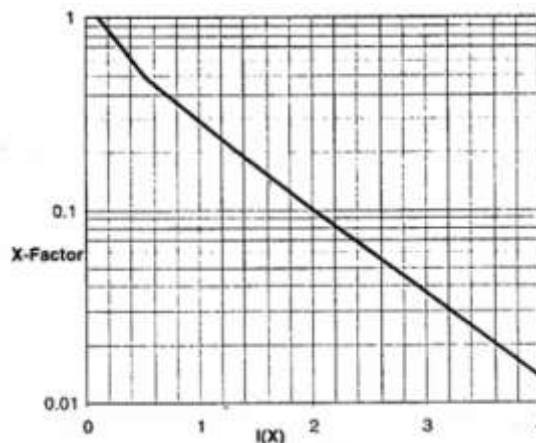


Figura 262: Grafico per la determinazione di $I(X)$

Se ci sono movimenti di acqua nel sottosuolo la temperatura di penalizzazione può essere ridotta in quanto il calore viene trasportato dalla falda acquifera lontano dal campo sonde.

Alternativamente a questo metodo si possono usare i dati della Figura 263 che, in base alla griglia di distribuzione delle sonde, alla distanza tra di esse e al rapporto tra le ore equivalenti di riscaldamento e di raffreddamento a pieno carico, stimano la temperatura di penalizzazione

Ore equivalenti a pieno carico Riscald./Raffres. [h/h] per anno	Passo tra le sonde [m]	$t_g = 10\text{ }^\circ\text{C}$		$t_g = 15.5\text{ }^\circ\text{C}$		$t_g = 21\text{ }^\circ\text{C}$	
		$\lambda_g = 1.7$ [W/(m K)]	$\lambda_g = 2.6$ [W/(m K)]	$\lambda_g = 1.7$ [W/(m K)]	$\lambda_g = 2.6$ [W/(m K)]	$\lambda_g = 1.7$ [W/(m K)]	$\lambda_g = 2.6$ [W/(m K)]
		[°C] ([m/kW])	[°C] ([m/kW])	[°C] ([m/kW])	[°C] ([m/kW])	[°C] ([m/kW])	[°C] ([m/kW])
1500 / 500	4.6	-2.4 (27.5)	-2.4 (21.5)	-	-	-	-
	6.1	-1.3 (24)	-1.3 (19)	-	-	-	-
	7.6	-0.6 (22.5)	-0.6 (17.5)	-	-	-	-
1000 / 1000	3	7.2 (27.5)	6.5 (21)	NR	6.5 (27)	-	-
	4.6	3 (20.5)	2.4 (16)	2.6 (21.2)	2.6 (19.5)	-	-
	6.1	1.8 (19)	1 (15)	1.4 (23)	1.3 (18)	-	-
500 / 1500	4.6	8.4 (33)	8.4 (25.5)	NR	7.1 (30)	NR	NR
	6.1	4.3 (24)	4.4 (19)	3.7 (28.2)	3.7 (22)	3.7 (29)	3.7 (22.5)
	7.6	2.3 (19.5)	2.4 (16.5)	1.9 (25)	1.9 (19.5)	1.9 (25.5)	1.9 (20)
0 / 2000	4.6	-	-	NR	NR	NR	NR
	6.1	-	-	5.7 (35)	5.7 (27.5)	5.7 (36)	5.7 (28)
	7.6	-	-	3 (28)	3 (22)	3 (29)	3 (22.5)

NR: sconsigliabile

Fattori correttivi per altre disposizioni della griglia			
Griglia 1 * 10 $C_f = 0.36$	Griglia 2 * 10 $C_f = 0.45$	Griglia 5 * 5 $C_f = 0.75$	Griglia 20 * 20 $C_f = 1.14$

Figura 263: Penalizzazione in temperatura a lungo termine per griglia con sonde verticali

R_b

Il termine R_b è la resistenza termica per unità di lunghezza fra fluido e terreno in corrispondenza della superficie esterna della sonda a contatto con il terreno. Questo termine può essere ritenuto costante rispetto alla resistenza termica del terreno poiché il fluido termovettore, le tubazioni e il materiale di riempimento hanno un'inerzia termica trascurabile rispetto a quella del terreno circostante.

Per la determinazione della resistenza tra fluido e il bordo della sonda si trascura la capacità termica del riempimento, essendo trascurabile rispetto a quella del terreno circostante. La resistenza termica è data da:

$$R_b = R_{pp} + R_{gr} + R_l$$

dove:

- R_{pp} è la resistenza termica complessiva dei tubi dove scorre il fluido;
- R_{gr} è la resistenza termica del getto di riempimento;
- R_l è la resistenza del tubo esterno che può essere calato in fase di perforazione per evitare otturazioni del pozzo prima di inserire le sonde e realizzare il getto. Questo tubo può essere tolto ($R_l=0$) una volta consolidato il getto.

Una volta scelte le dimensioni geometriche (D_{po} e D_{pi} diametri esterno ed interno) e il materiale del tubo ad U (di conduttività termica λ_p) e calcolato il coefficiente di scambio termico tra liquido e parete del tubo (h_i), la resistenza di un singolo tubo sarà data da:

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{D_{po}}{D_{pi}}\right)}{2\pi\lambda_p} + \frac{1}{\pi D_{pi} h_i}$$

La resistenza termica R_t del tubo esterno è data da:

$$R_t = \frac{\ln\left(\frac{d_{do}}{d_{di}}\right)}{2\pi\lambda_{pt}}$$

Per un singolo tubo ad U la resistenza termica del getto può essere calcolata con la relazione:

$$R_{gr} = \frac{1}{S_b \lambda_{gr}}$$

con:

- λ_{gr} conduttività termica del getto di riempimento;
- S_b fattore di corto circuito.

Il termine S_b è dato da:

$$S_b = \beta_0 \left(\frac{d_b}{D_{po}}\right)^{\beta_1}$$

con:

- β_1 e β_2 fattori geometrici riportati in Figura 264.
- d_b diametro esterno della sonda/perforazione.

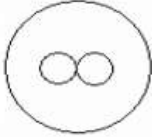


Configurazione			
	A	B	C
β_0	20.10	17.44	21.91
β_1	-0.9447	-0.6052	-0.3796

Figura 264: Coefficienti per il calcolo della resistenza termica di riempimento

Considerando i due tubi in cui scorre il fluido la loro resistenza termica complessiva è data dalle due resistenze termiche in parallelo e pertanto vale:

$$R_{pp} = \frac{R_p}{2}$$

R_{ga}, R_{gm}, R_{gd}

I termini R_{ga} , R_{gm} ed R_{gd} sono resistenze termiche che si riferiscono al terreno circostante al foro e corrispondono al valore assunto da tale grandezza in particolari momenti del funzionamento del sistema. In pratica:

- quando esso ha raggiunto una certa stabilità nello scambio termico netto (uno o più anni);
- in corrispondenza dello scambio medio che si verifica nel mese di progetto;
- nel momento in cui si verifica un picco nelle ore di progetto.

R_{ga} è la resistenza termica equivalente del terreno per un impulso termico annuale: la finestra temporale è di solito 10 anni.

R_{gm} è la resistenza equivalente all'impulso termico su base mensile, riferito al mese in cui si verifica il picco del carico;

R_{gd} è la resistenza equivalente all'impulso termico su base giornaliera (ad esempio 6 ore di picco giornaliero).

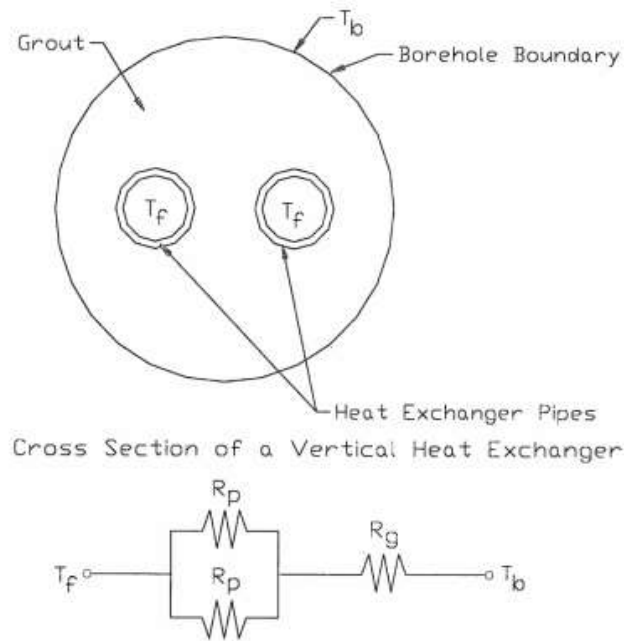


Figura 265: Circuito equivalente delle resistenza termiche della sonda

Si definisce un numero di Fourier che mette in relazione il tempo durante il quale avviene lo scambio termico con il diametro esterno della sonda e la diffusività del terreno α_g come segue:

$$Fo = \frac{4\alpha_g \tau}{d^2}$$

Si ipotizza che il sistema subisca tre impulsi relativi a seguenti periodi di tempo:

- 10 anni (3650 giorni)
- 1 mese (30 giorni)
- picco giornaliero (6 ore pari a 0,25 giorni)..

Si possono definire i seguenti periodi di impulso:

- $\tau_f = 3650$ giorni;
- $\tau_2 = 3650 + 30 = 3680$ giorni;
- $\tau_3 = 3650 + 30 + 0,25 = 3680,25$ giorni.

Il numero di Fourier per ciascuno dei tempi suddetti diviene:

$$Fo_f = 4\alpha_g \tau_f / d_b^2$$

$$Fo_1 = 4\alpha_g \tau_1 / d_b^2$$

$$Fo_{f2} = 4\alpha_g \tau_2 / d_b^2$$

con α_g la diffusività termica del terreno e d_b il diametro della perforazione e cioè il diametro esterno della sonda.

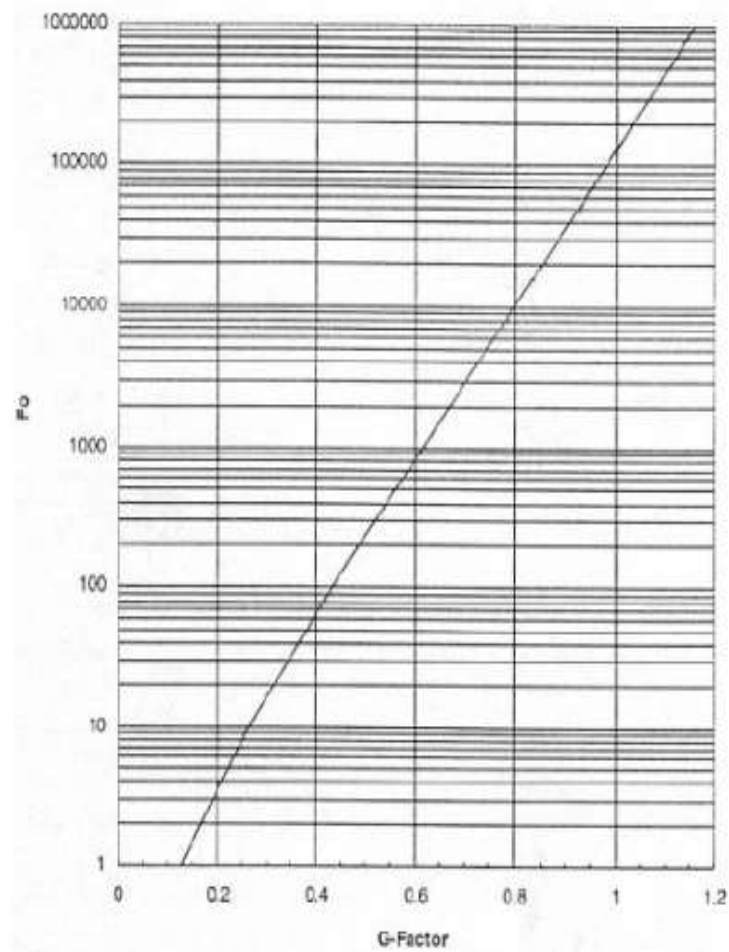


Figura 266: Valori di G in funzione di Fo

Con l'ausilio della Figura 266 si ottengono i valori di G_1 , G_2 , e G_f dai quali, nota la conduttività termica del terreno λ_g si possono calcolare le resistenze termiche del terreno:

$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{\lambda_g}$$

$$R_{gm} = \frac{G_1 - G_1}{\lambda_g}$$

$$R_{gd} = \frac{G_2}{\lambda_g}$$

Alternativamente alla Figura 266 si può usare la relazione (valida per $Fo > 2$):

$$G = 0,0758 \cdot \ln(Fo) + 0,1009$$

9. ENERGIA DA BIOMASSE

9.1 PRODUZIONE DI ENERGIA DA BIOMASSE

Il termine **biomassa** (vedi Figura 267) indica quanto ottenuto da materiali organici vegetativi o da essi derivati, i residui da agricoltura, foreste, zone urbane e dalla lavorazione del legno. In pratica la biomassa è derivata da colture specifiche o da residui organici di varia natura. La produzione della biomassa è naturale può rappresentare una grande risorsa per lo sviluppo dell'ambiente ad esempio con la riforestazione (oggi voce importante per alcuni paesi europei) e il conseguente maggiore assorbimento di CO₂ presente nell'atmosfera.



Figura 267: Produzione della biomassa

L'aspetto interessante dell'utilizzo della biomassa è rilevabile dalla Figura 268 nella quale è rappresentato il cosiddetto *ciclo del carbonio*. In pratica la produzione della biomassa consuma biossido di carbonio che poi viene riemesso dai cicli termici di utilizzo (gas, biodiesel, ...) secondo la seguente reazione tipo. Si osservi che l'energia rilasciata da questa reazione è indipendente dal tipo attivazione: combustione, pirolisi o gassificazione. In pratica se il char di pirolisi o il gas prodotto dalla gassificazione sono bruciati si ottiene sempre la stessa entalpia di reazione. Resta comunque la differenza nella diversità di utilizzazione del combustibile e nel modo di rilascio del calore. Va inoltre considerato che il contenuto di vapore acqueo prodotto dalla combustione del gas è relativamente elevato a causa sia dell'idrogeno presente nel combustibile sia per l'umidità presente nel combustibile da biomassa che evapora per effetto del riscaldamento.

Per questo motivo l'efficienza di combustione migliora se la biomassa è essiccata prima della combustione. In definitiva l'utilizzo delle biomasse non costituisce aggravio al bilancio della CO₂ in atmosfera e quindi si ha il massimo rispetto dell'ambiente e dei criteri di eco compatibilità. In fondo l'utilizzo delle piante (legno, torba, paglia, ...) è vecchio quanto l'Uomo.

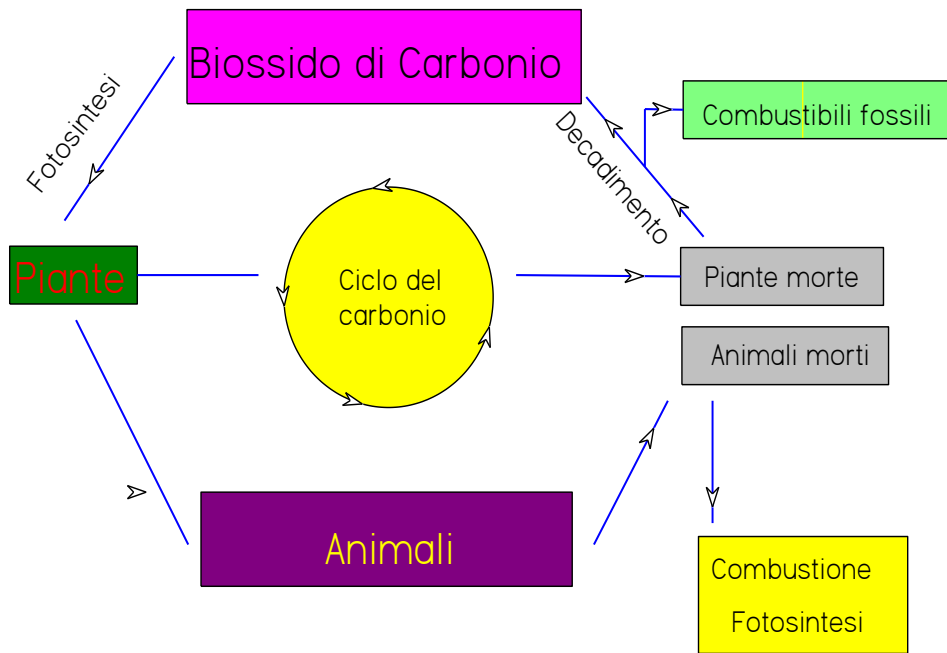


Figura 268: Ciclo del Carbonio

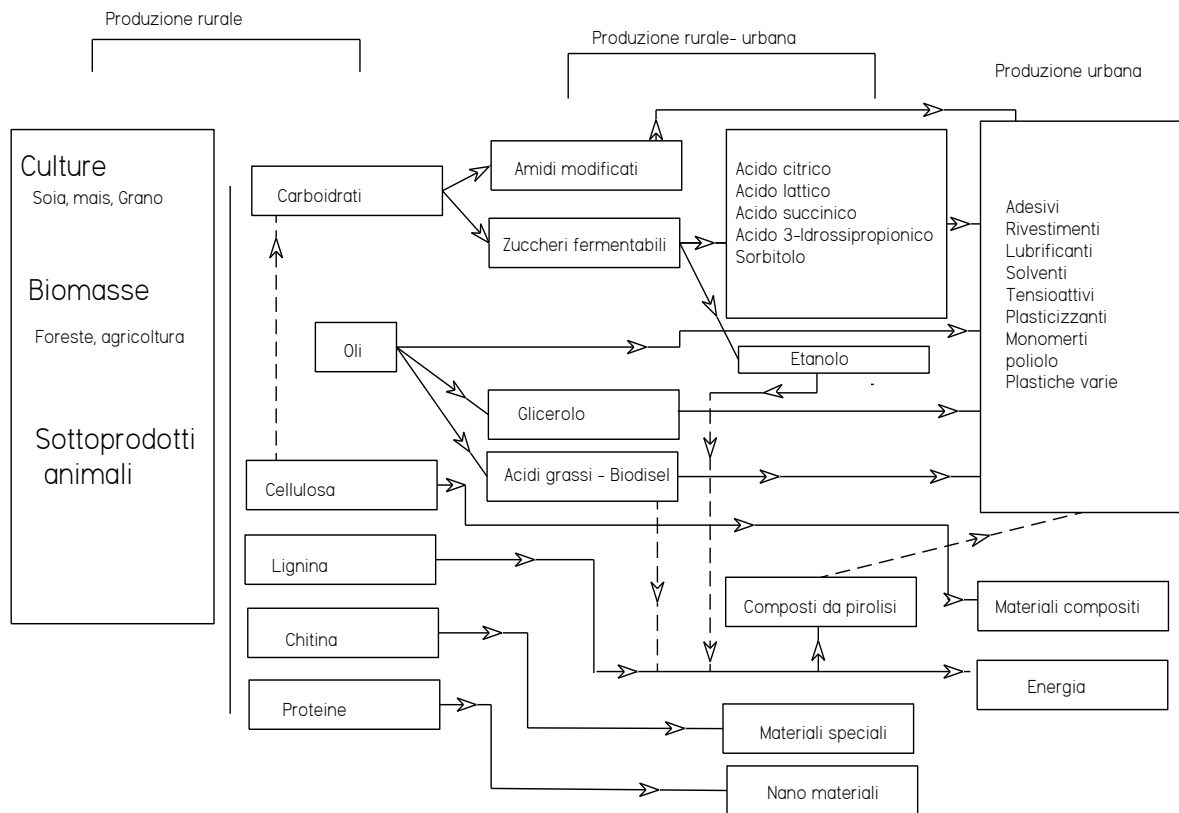
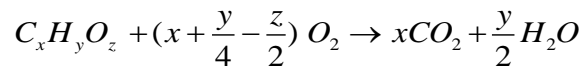


Figura 269: Processi di conversione delle risorse biologiche

Una coltivazione mirata alla produzione di biomassa mediante colture a elevata produzione di massa (pini, eucalipti, ..) e a rapido accrescimento (canna da zucchero, mais, soia, ..) può incidere notevolmente sulla riduzione dei consumi di prodotti petroliferi.

Si calcola una produzione attuale di biomassa di circa 150 miliardi di tonnellate l'anno di biomassa (principalmente da vegetazioni selvatiche).

Il messaggio subliminale della biomassa è che la coltivazione di vegetazione specifica può essere vista come una sorta di *coltivazione dell'energia* per effetto delle trasformazioni che saranno esaminate fra breve. In Figura 269 si ha una sintesi dei possibili processi di trasformazione dai materiali primari di biomassa in prodotti ed energia. E' facile osservare come la chimica alla base di questi processi di trasformazione sia oggettivamente complessa e come i prodotti ottenuti siano di primario interesse per l'Uomo.

La conversione in energia può avvenire sia mediante syngas (variamente prodotto) che mediante combustibili di sintesi detti biocombustibili. Questi ultimi sono miscele solide, liquide o gassose che possono essere utilizzati come combustibili in vario modo.

Le biomasse solide provengono quasi esclusivamente dal legno (biomasse cellulosiche) o da scarti urbani. I biocombustibili liquidi sono i cosiddetti biodiesel e i bioalcoli. Il biogas è dato dal syngas (ad esempio mediante pirolisi) o da produzione batterica per lo più anaerobica.

9.1 UTILIZZO DELLA BIOMASSA PER CONVERSIONI TERMICHE

Ai fini della produzione di energia la biomassa si presta ad alcune trasformazioni interessanti, come illustrato in Figura 270. I prodotti finali da biomassa sono:

- gas combustibile;
- Idrocarburi
- Oli combustibili biodiesel.

Oggi sta assumendo grande importanza il biodiesel prodotto da acidi grassi (esteri metilici) esterificati, su catalizzatori basici, mediante alcoli (metanolo). La catena del biodiesel è rappresentata in Figura 271. Lo schema di produzione è raffigurato in Figura 272.

Anche l'olio grezzo, ottenuta ad esempio per spremitura meccanica di semi ed estrazione mediante solvente, si presenta interessante per l'utilizzo come combustibile. Il confronto delle proprietà degli oli combustibili con il combustibile tradizionale è riportato in Figura 273.

Il biodiesel presenta un numero di cetani fra 54 e 58, un contenuto di zolfo sotto i 10 ppm, assenza di benzene, una buona conservabilità ed una buona lubricità.

E' possibile osservare come il P.C.I. sia del tutto confrontabile con il gasolio a fronte di un basso contenuto di zolfo e un numero di cetani che può anche arrivare a 56.

Uno sviluppo importante, come combustibile, ha l'**etanolo**. Introdotto fin dal 1920, ha conosciuto un grande interesse dopo la crisi energetica del 1979. Il Brasile ha fortemente sviluppato la diffusione di questo combustibile di origine vegetale (principalmente canna da zucchero) oltre il 60% della produzione mondiale. L'etanolo è commercializzato sotto forme di miscele aventi varie sigle: E10, E85 e E95.

L'etanolo è ottenuto principalmente dalla fermentazione di grandi masse amidose e zuccherine. L'Unione Europea prevede uno sviluppo produttivo dell'ordine del 6% nel 1010 e del 20% entro il 2020.

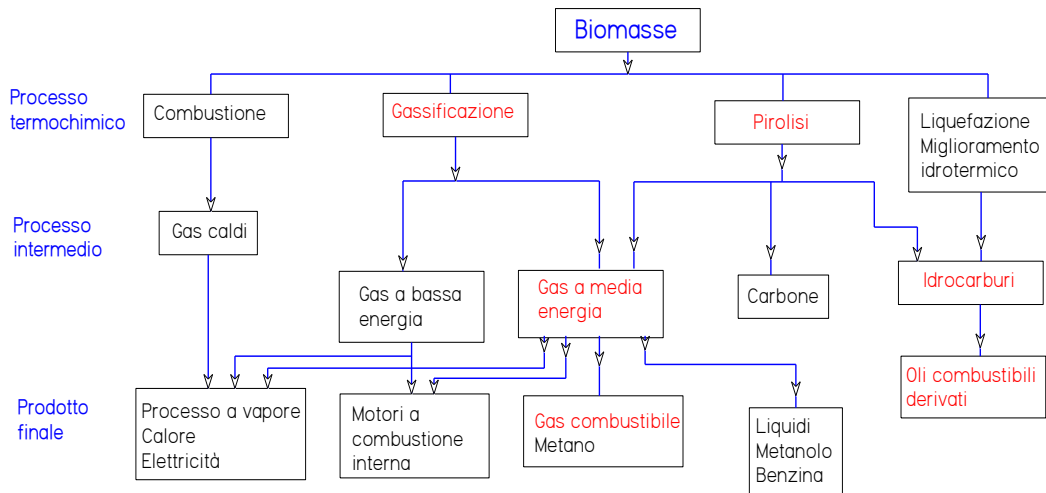


Figura 270: Trasformazioni termiche delle biomasse

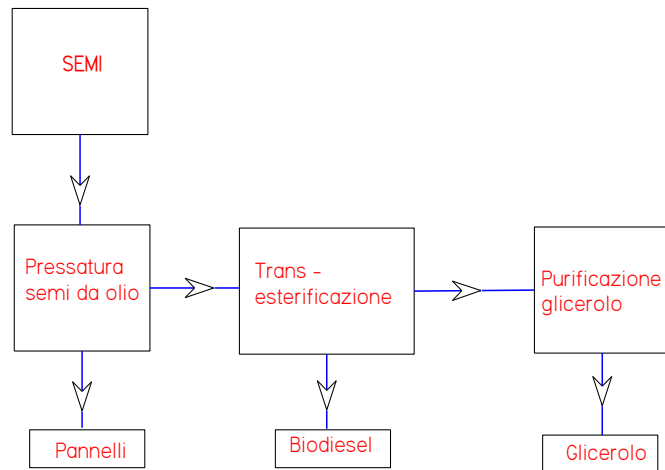


Figura 271: Catena del biodiesel

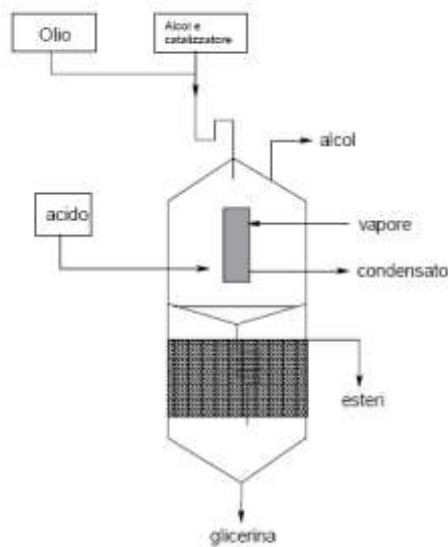


Figura 272: Schema di produzione del biodiesel

Proprietà del combustibile	Diesel	Olio di girasole	Estere metilico di girasole	Olio di semi di lino	Estere metilico di semi di lino	Olio di ravizzone	Estere metilico di ravizzone
Densità specifica (kg/cm ³)	0.835	0.924	0.88	0.932	0.896	0.916	0.88
Viscosità (cSt) at 20°C at 50°C	5.1 2.6	65.8 34.9	4.22	50.5	8.4	77.8 25.7	7.5 3.8
Calore di Comb. lordo (KJ/l) Netto (MJ/l)	38.4 35.4	36.5 34.1	35.3 33.0	36.9	35.6	37.2 34.3	33.1
Numero di Cetano	>45	33	45-51			44-51	52-56
Residuo di Carbonio (%)	0.15	0.42	0.05		0.22	0.25	0.02
Zolfo (%)	0.29	0.01	0.01	0.35	0.24	0.0001	0.002

Figura 273: Confronto del biodiesel con il combustibile tradizionale

Per la gassificazione si utilizzano varie metodologie. Per impianti di piccola taglia si possono utilizzare gassificatori semplici.

Per impianti di grossa taglia si utilizzano gassificatori a letto fluido, molto utilizzati nei paesi nordici per la lavorazione dei trucioli di legno.

9.1.1 IMPIANTI DI UTILIZZAZIONE TERMICA

Possono essere utilizzati impianti con tecnologia classica sia per la produzione di calore (ad esempio per teleriscaldamento) che di energia elettrica. Sono spesso utilizzati impianti a ciclo Hirn nei quali il generatore di vapore è opportunamente modificato per l'utilizzo di combustibili da biomassa.

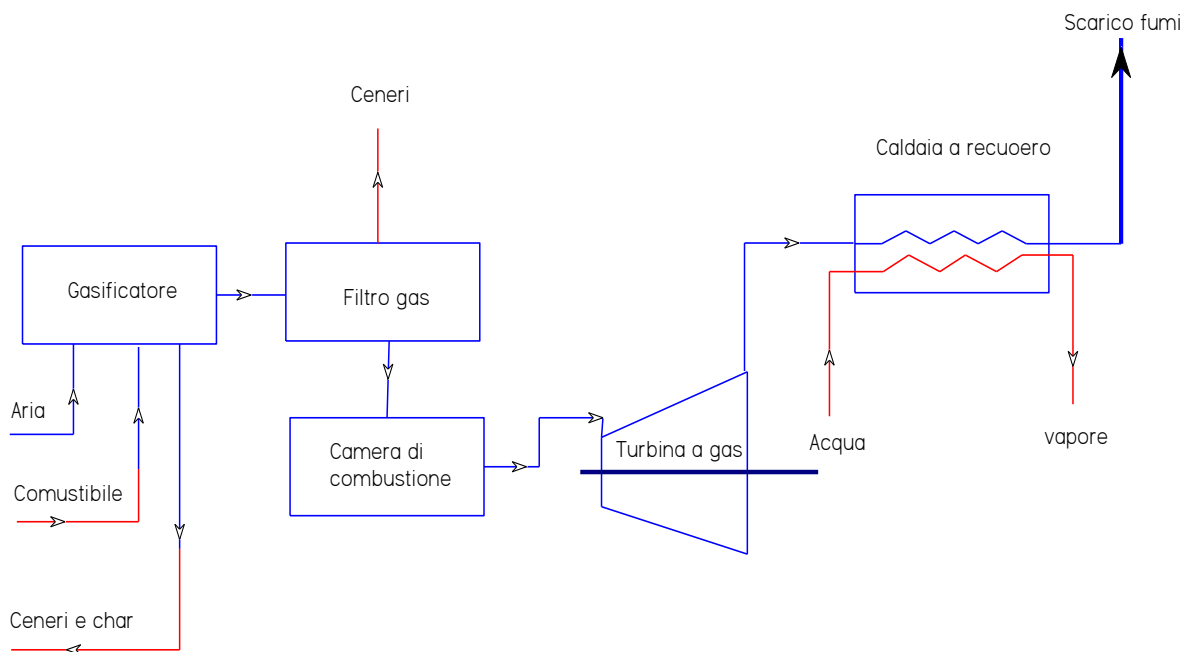


Figura 274: Schema d'impianto a ciclo combinato gas – vapore

Al fine di migliorare il rendimento di combustione nelle centrali a carbone si può utilizzare la co-combustione (*cofiring*) che consiste nel sostituire una percentuale di carbone (10-20%) con biomassa. Questa tecnologia ha il pregio di ridurre la produzione di CO₂, SO₂, N₂O ed è abbastanza conveniente (tempi di pay back valutato negli USA intorno agli 8 anni).

Il *cofiring* può essere utilizzato anche per sostituire gas naturale con syngas o biogas con buone efficienze per impianti di piccola taglia. E' spesso utilizzato un impianto in contropressione parziale per avere contemporaneamente sia vapore sia energia meccanica/elettrica.

Anche gli impianti di cogenerazione sono possibili e con taglie energetiche anche di grande interesse. Se si utilizzano impianti di gassificazione è possibile avere anche cicli combinati gas-vapore. Per piccole potenze è conveniente utilizzare motori a combustione interna (solitamente motori diesel modificati alimentati con biogas o con syngas opportunamente filtrati a monte dell'utilizzo).

10. NORMA UNI TS 11300 PARTE 4

A completamento della disamina delle norme UNI TS 11300 vediamo in questo capitolo la parte 4 relativa alle energie rinnovabili.

Essa riguarda quei sistemi di generazione che forniscono energia termica (o elettrica) da fonti rinnovabili o comunque con metodi di generazione a maggior efficienza energetica rispetto ai sistemi di generazione tradizionali a combustibili fossili. Tali impianti dovranno fornire energia termica utile solo per i servizi di riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria e climatizzazione estiva (solo come energia da fornire per post-riscaldamento o per sistemi frigoriferi ad assorbimento).

Le sorgenti rinnovabili di cui si trova applicazione nella norma sono:

- *il solare termico;*
- *la combustione di biomasse;*
- *fonti aerauliche, geotermiche e idrauliche per pompe di calore;*
- *solare fotovoltaico (produzione di energia elettrica).*
- *Per sistemi di generazione con processi diversi dalla combustione a fiamma si considerano:*
- *sistemi che convertono l'energia chimica della combustione di fonti fossili in produzione combinata di energia termica ed elettrica (cogenerazione);*
- *sistemi che impiegano energia termica proveniente da un unico sistema di generazione remota (teleriscaldamento).*

Le procedure di calcolo analizzate, per ogni sistema di generazione, portano a risultati che possono essere utilizzati ai seguenti scopi:

- *valutare il rispetto di obiettivi energetici imposti da normative vigenti;*
- *confrontare le prestazioni energetiche di varie alternative impiantistiche;*
- *valutare il risparmio di energia conseguibile con interventi sugli impianti;*
- *valutare il risparmio di energia primaria nell'uso di energie rinnovabili piuttosto che metodi di generazione tradizionali.*

La specifica tecnica si può applicare a impianti di nuova progettazione, ristrutturati o esistenti per riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria ed energia termica destinata a soddisfare i fabbisogni per climatizzazione estiva (post-riscaldamento o energia termica da fornire ad unità ad assorbimento).

I parametri per la valutazione delle prestazioni energetiche, previsti dalla norma, sono il fabbisogno di energia primaria, con il contributo di essa fornito da ciascun vettore energetico, e la produzione globale di CO₂, anch'essa con attribuzione frazionale al singolo vettore energetico.

I fabbisogni di energia termica utile e le perdite d’impianto, ad eccezione delle perdite dovute alla generazione, si calcolano secondo le parti precedenti della medesima norma, in modo che l’energia richiesta in ingresso alla distribuzione $\sum Q_{H,W,d,in,mese}$ sia proprio uguale all’energia termica che il sistema di generazione deve rendere disponibile $\sum Q_{H,W,gn,out,mese}$.

$$\sum Q_{H,W,gn,out,mese} = \sum Q_{H,W,d,in,mese}$$

Nel caso di sistemi multipli, ovvero costituiti da più sottosistemi di generazione, quelli che producono energia termica da fonte rinnovabile hanno la priorità rispetto a quelli tradizionali a combustibili fossili. Il principio base è comunque quello di ottimizzare il consumo di energia primaria tenendo conto della ripartizione del carico che deve mediare esigenze di rendimenti e caratteristiche dei singoli generatori. Avremo quindi il solare termico come fonte di assoluta priorità, in quanto pulita e a impatto nullo, seguita dai sistemi di cogenerazione, che lavorano ad alti rendimenti, per poi passare alla combustione di biomasse, alle pompe di calore e ai generatori a fonti fossili.

10.1.1 FABBISOGNI DI ENERGIA PRIMARIA

La norma, come si vedrà nei prossimi paragrafi, permette quindi di valutare le prestazioni energetiche delle varie sottostazioni, in diverse condizioni ambientali e di carico. Si possono ottenere i rendimenti di generazione, che in generale hanno la seguente relazione:

$$\eta_i = (Q_{gn,ter,out,i} + f_{p,el} Q_{gen,el,out,i}) / (f_{p,i} Q_{gn,in,i} + f_{p,el} Q_{el,aux,i})$$

La formula mostra che la resa di un sottosistema di generazione si ottiene come rapporto tra le energie utili prodotte (termiche ed elettriche) e quelle spese in ingresso (combustibili e fabbisogno di ausiliari). Il coefficiente $f_{p,el}$ rappresenta il fattore di conversione in energia primaria dell’energia elettrica. Questo e gli altri fattori di conversione sono riportati in tabella.

Vettore energetico	Fattore f_p
Energia elettrica	Valore dichiarato dall’AEEG
Energia da combustibili fossili	1
Energia solare	0
Energia da combustione di biomasse	0
Energia termica da teleriscaldamento	Valore dichiarato dal fornitore
Energia termica utile esportata	$f_{p,H,exp} = 1/\eta_{p,g}$

Tabella 7: Valore del fattore di conversione in energia primaria per tipo di vettore energetico

Come visto nei riferimenti legislativi riportati nell’introduzione, le disposizioni normative prevedono la copertura di percentuali definite del fabbisogno di energia primaria con fonti rinnovabili $f_{EP,rinn}$.

Tali disposizioni, fin ora riferite al solo servizio di produzione di acqua calda sanitaria, saranno presto estese anche ai servizi di climatizzazione per abitazioni e quindi presentano un’importanza e un peso (soprattutto tecnico-economico) molto importanti.

La verifica del grado di copertura del fabbisogno di energia primaria si effettua secondo la seguente procedura.

- si calcola il fabbisogno di energia primaria in assenza di fonti rinnovabili EP_{nr} , ovvero solo relativo a generatori a fonti fossili o, nel caso di energia elettrica, considerando l’acquisto dalla rete;

- si calcola il fabbisogno di energia primaria EP_{rinn} in presenza del contributo fornito dai sottosistemi di generazione con fonti rinnovabili;
- si valuta il grado di copertura $f_{EP,rinn}$ con la seguente relazione:

$$f_{EP,rinn} = (EP_{nr} - EP_{rin}) / EP_{nr}$$

10.1.2 VALUTAZIONE DELLE EMISSIONI DI CO2

La produzione di anidride carbonica per vettore energetico si calcola come:

$$M_{CO_2,i} = Q_i \cdot k_{em,i} \quad [kg \ CO_2]$$

in cui:

- $M_{CO_2,i}$ è la massa di CO₂ prodotta dall’i-esimo vettore energetico espresso in [kg CO₂];
- $k_{em,i}$ è la produzione specifica di CO₂ dell’i-esimo vettore energetico espresso in [kgCO₂/kWh].

La norma in esame fornisce anche i fattori di emissione di CO2 per i vettori energetici più comuni.

Vettore energetico	$k_{em,i}$ [kgCO ₂ /kWh]
Gas naturale	0.1998
GPL	0.2254
Gasolio	0.2642
Olio combustibile	0.2704
Biomasse	0
Energia elettrica	0.4332
Energia termica da teleriscaldamento	Valore dichiarato da fornitore

Tabella 8: : Valore del fattore di emissione di CO2 per tipo di vettore energetico

10.2 IMPIANTI SOLARI

10.2.1 SPECIFICA TECNICA

La norma fornisce la procedura per valutare le prestazioni energetiche degli impianti solari termici. Questi riguardano sia la produzione di acqua calda sanitaria che il riscaldamento con funzionamento indipendente o combinato. Le formule permettono inoltre di calcolare i fabbisogni di energia che l’impianto è in grado di soddisfare.

La procedura, implementata in foglio di calcolo di Excel, si basa sul metodo F-Chart. Tale metodo è essenzialmente fondato sulla determinazione dell’aliquota mensile di energia coperta dall’impianto solare. La parte eccedente dovrà essere invece fornita dall’impianto integrativo di tipo convenzionale.

Il primo passo da compiere riguarda la determinazione dei fabbisogni mensili di energia relativi al riscaldamento e agli usi igienico-sanitari. In via di prima approssimazione, il fabbisogno di energia per il riscaldamento dell’edificio può essere valutato, per ogni mese, con la seguente espressione:

$$Q_{H,out} = \frac{C_d \cdot V \cdot (t_i - t_a) \cdot h \cdot n_g}{1000} \quad (\text{kWh})$$

in cui:

- $- C_d$ è il coefficiente volumico di dispersione dell'edificio ($W/m^3\text{°C}$);
- $- V$ è il volume dell'edificio (m^3);
- $- t_i$ è la temperatura fissata per gli ambienti interni ($18\div 20\text{°C}$);
- $- t_a$ è la temperatura media mensile dell'ambiente esterno (°C);
- $- h$ è il numero di ore giornaliere di funzionamento dell'impianto (h);
- $- n_g$ è il numero di giorni del mese.

Chiaramente, per calcolare tale fabbisogno, bisogna essere a conoscenza di alcuni parametri termici dell'edificio o in generale della struttura da servire. In particolare saranno necessarie la conoscenza delle trasmittanze di pareti opache e vetrate. Inoltre si dovrà tener presente che il periodo di riscaldamento è convenzionale, essendo regolato dalle stesse norme UNI. In particolare per la Sicilia, in cui i capoluoghi appartengono alla zona climatica B, il periodo di riscaldamento è stabilito in 121 giorni nel periodo che va dal 1° Dicembre al 31° Marzo.

Nel foglio di calcolo implementato⁴¹ per questa norma è stata comunque prevista una procedura di massima per l'assegnazione dei fabbisogni mensili potendo scegliere il grado di isolamento dell'edificio da servire e i metri quadri di superficie utile dello stesso. La Figura 275 mostra un dettaglio del foglio Excel per un edificio di isolamento buono e superficie utile di 150m² con i fabbisogni di riscaldamento calcolati, visualizzati nel riquadro inferiore.



Figura 275: Layout del foglio Excel relativo al calcolo dei fabbisogni di riscaldamento

Il fabbisogno di energia per la produzione d'acqua calda sanitaria può essere ottenuto con dei calcoli riportati nella parte 2 della specifica in esame. In particolare avremo:

$$Q_{W,out} = \rho \cdot c \cdot V_W \cdot (\vartheta_{er} - \vartheta_0) \cdot G \quad (\text{kWh})$$

dove:

- $- c$ è il calore specifico dell'acqua pari a $1,162 [Wh/kg\text{°C}]$;
- $- \rho$ è la massa volumica dell'acqua [kg/m^3];
- $- V_W$ è il volume d'acqua richiesto durante il periodo di calcolo [m^3/G];
- $- G$ è il numero di giorni del periodo di calcolo [G];
- $- \vartheta_{er}$ è la temperatura di erogazione [°C];
- $- \vartheta_0$ è la temperatura d'ingresso dell'acqua fredda sanitaria.

I volumi d'acqua sono riferiti, convenzionalmente, ad una temperatura di erogazione di 40°C e ad una temperatura di ingresso dell'acqua dalla distribuzione dell'ente erogatore di 15°C. Il salto termico, ai fini del calcolo del fabbisogno dell'energia termica utile, è quindi di 25K. I valori del fabbisogno giornaliero sono calcolati con la formula:

$$V_W = a \cdot N_u \quad [l/G]$$

Dove a è il fabbisogno giornaliero specifico [litri/giorno], mentre N_u è un parametro che dipende dal tipo di destinazione d'uso dell'edificio.

⁴¹ I fogli di calcolo implementati per l'applicazione della UNI TS11300/4 sono disponibili nella stesso sito nel file FDC.ZIP

Per abitazioni il valore di N_u è il valore della superficie utile S_u della stessa, espressa in metri quadrati. Il valore di a , sempre per abitazioni, si ricava dal seguente prospetto, nel quale sono presenti anche i fabbisogni di energia termica utile equivalente. Si fa notare espressamente che i valori di fabbisogno sono riferiti a un utilizzo di 365 giorni l'anno.

Fabbisogni	Calcolo in base al valore della superficie utile S_u [m ²]			Valore medio per $S_u=80m^2$
	≤ 50	51-200	>200	
a	1.8	$4.514 * S_u^{-0.2356}$	1.3	1.6
Fabbisogno termico utile [Wh/Gm ²]	52.3	$131.22 * S_u^{-0.2356}$	37.7	46.7
Fabbisogno termico utile [kWh/m ² anno]	19.09	$47.9 * S_u^{-0.2356}$	13.8	17.05

Tabella 9: : Prospetto per calcolo del coefficiente a per fabbisogno termico ACS

Per destinazioni d'uso diverse da civile abitazione, la determinazione del fabbisogno di acqua calda sanitaria deve essere effettuata su base mensile tenendo conto del consumo giornaliero e dei giorni del mese in cui l'edificio è effettivamente occupato.

Si avrà quindi un fabbisogno specifico giornaliero a che può variare dai 15 l/G per scuole e ristoranti, agli 80-90 l/G per hotel di lusso o palestre, mentre il parametro N_u sarà determinato dal numero di posti letto per hotel, o dal numero di bambini nelle scuole, o di docce installate per palestre, ciascuno moltiplicato per i giorni mese. Anche in questo caso, nel foglio Excel, può essere utilizzato il calcolo di default per determinare i fabbisogni di energia termica per produzione di acqua calda sanitaria in funzione della superficie utile, per edifici destinati ad uso abitazione, o in funzione del consumo specifico d'acqua.

In fig.2.3 si riporta un esempio di tale calcolo per un'abitazione di 120m² utili.

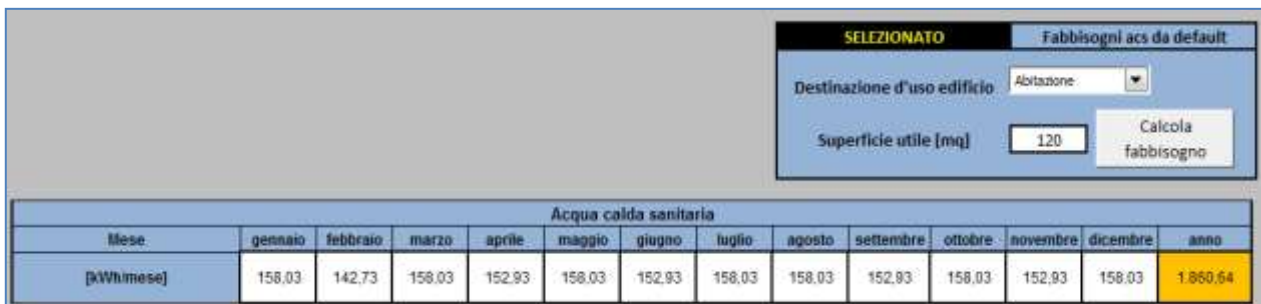


Figura 276: Layout del foglio Excel relativo al calcolo dei fabbisogni per produzione di acqua calda sanitaria

Fabbisogno applicato all'impianto solare termico.

Il fabbisogno applicato all'impianto solare è quello che dovrà essere disponibile in ingresso alla rete di distribuzione, quindi il fabbisogno di energia termica appena descritto dovrà tener conto dei rendimenti di erogazione (ovvero i rendimenti dei terminali), dei rendimenti di regolazione e di quello della stessa rete di distribuzione. Nel caso di sistema combinato si prevede di calcolare i seguenti fattori:

- P_H rapporto tra il fabbisogno per riscaldamento e fabbisogno totale:

$$P_H = \frac{Q_{H,gn,out}}{Q_{H,gh,out} + Q_{W,gn,out}}$$

- P_W rapporto tra il fabbisogno per produzione di acqua calda sanitaria e fabbisogno totale:

$$P_W = \frac{Q_{W,gn,out}}{Q_{H,gh,out} + Q_{W,gn,out}}$$

Chiaramente nel caso di solo riscaldamento $P_H=1$ e $P_W=0$ e viceversa per impianto per sola acqua calda sanitaria $P_W=1$ e $P_H=0$.

La superficie dei collettori, così come il volume d'accumulo, per sistemi combinati, sarà ripartita secondo i valori di P_H e P_W testé calcolati.

Vediamo a questo punto come calcolare l'energia prodotta dall'impianto solare termico.

Metodo F-Chart⁴²

Tale metodo è utilizzato per determinare l'aliquota mensile di energia coperta dall'impianto solare. La produzione di energia dell'impianto solare si calcola con la relazione:

$$Q_{sol,out,mese} = (aY + bX + cY^2 + dX^2 + eY^3 + fX^3) \cdot Q_{gn,out,mese} \quad [\text{kWh}]$$

Con $Q_{gn,out,mese}$ fabbisogno mensile applicato all'impianto di riscaldamento ad energia solare. Noto quindi il fabbisogno di energia, bisogna calcolare i due parametri X ed Y indicativi delle perdite e degli apporti di calore sul collettore. La norma propone di calcolare tali fattori come segue.

Fattore adimensionale X :

$$X = \frac{A \cdot U_{loop} \cdot \eta_{loop} \cdot \Delta T \cdot f_{st} \cdot t_m}{Q_{gn,out,mese} \cdot 10^3}$$

dove:

- A è l'area di apertura dei collettori [m^2];
- U_{loop} è un coefficiente di perdita di energia nel circuito del collettore (incluse tubazioni) [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$], definito in seguito;
- η_{loop} è il rendimento del circuito dei collettori. Se non fornito dal fabbricante si assume il valore $\eta_{loop}=0.8$;
- t_m è la durata del periodo di calcolo assunta pari alle ore del mese [h];
- f_{st} è il coefficiente di correzione della capacità di accumulo, di cui si parlerà in dettaglio a breve;
- ΔT è la differenza di temperatura di riferimento calcolata con la formula:

$$\Delta T = \theta_{ref} - \theta_{e,avg} \quad (0.41)$$

con $\theta_{e,avg}$ temperatura media mensile esterna nel periodo considerato e θ_{ref} temperatura di riferimento.

Per sistemi di riscaldamento la θ_{ref} si assume pari a 100°C . Per sistemi solari termici destinati alla produzione di acqua calda sanitaria viene suggerita la formula seguente:

$$\theta_{ref} = 11.6 + 1.18\theta_w + 3.86\theta_{cw} - 2.32\theta_{e,avg}$$

- θ_w temperatura di utilizzo dell'acqua calda, assunta pari a 40°C

⁴² Il Metodo F Chart qui implementato è una variante di origine europea rispetto a quanto illustrato in precedenza. Va comunque ricordato che si tratta di un metodo molto generico che non tiene conto delle tante peculiarità sia del sito che dell'impianto.

- θ_{cw} temperatura dell'acqua fredda in ingresso nell'accumulo. Tale temperatura, come indicato nella parte 2 della norma in esame, si assume pari a 15°C, salvo casi particolari.

Calcolo del coefficiente di perdita di energia del circuito del collettore

Il parametro U_{loop} è definito come segue:

$$U_{loop} = a_1 + 40a_2 + \frac{U_{loop,p}}{A} \quad [W/m^2K]$$

- a_1 e a_2 sono coefficienti rispettivamente di primo e secondo ordine di perdita globale del collettore. Tali dati sono forniti dal costruttore e determinati in accordo alla norma UNI EN 12975-2. In assenza di tali dati si ricorre a valori di default forniti nella norma in esame.
- $U_{loop,p}$ è il coefficiente globale di perdita di calore delle tubazioni nel circuito del collettore e viene calcolato con la formula empirica:

$$U_{loop,p} = 5 + 0.5A \quad [W/m^2K] \tag{2.11}$$

in cui A è la superficie di apertura del collettore.

Si fa notare esplicitamente che, nel caso di sistemi combinati, il valore di U_{loop} viene calcolato sull'area totale dei collettori.

Fattore adimensionale Y:

$$Y = \frac{A \cdot IAM \cdot \eta_0 \cdot \eta_{loop} \cdot I_m \cdot t_m}{Q_{gn,out,mese} \cdot 10^3}$$

Dove:

- A è l'area di apertura dei collettori [m²];
- IAM coefficiente modificatore dell'angolo di incidenza (da prospetto o fornito dal fabbricante);
- η_0 è il rendimento del collettore a perdite nulle (da prospetto e calcolato secondo UNI EN 12975-2);
- η_{loop} è il rendimento del circuito del collettore (ivi includendo circolatore o ventilatore, tubazioni e scambiatore di calore); in assenza di dati forniti dal fabbricante si assume $\eta_{loop} = 0,8$;

Tipologia del collettore	η_0	a_1	a_2	IAM
Collettori a tubi sottovuoto con assorbitore piano	0.9	1.8	0.008	0.97
Collettori a tubi sottovuoto con assorbitore circolare	0.9	1.8	0.008	1
Collettori piani vetrati	0.78	3.5	0.015	0.94
Collettori non vetrati	0.76	15	0	1

Tabella 10: Prospetto coefficienti per calcolo dei fattori adimensionali X e Y.

- I_m è l'irradianza solare media mensile incidente sul collettore (W/m²). Tale valore si calcola secondo la UNI TR 11328.
- t_m è la durata in ore del mese considerato [h];
- $Q_{gn,out,mese}$ è il fabbisogno di energia termica applicato all'impianto di riscaldamento ad energia solare (da distinguere tra quota per riscaldamento e quota per la produzione di acqua calda sanitaria).

I coefficienti a, b, c, d ed f dipendono dalle caratteristiche del pozzo di accumulo e i loro valori sono riportati nella seguente tabella:

Coefficienti di correlazione	Tipo di sistema	
	Sistema collegato ad accumulo	Sistema diretto (riscaldamento a pannelli)
a	1.029	0.863
b	-0.065	-0.147
c	-0.245	-0.263
d	0.0018	0.008
e	0.0215	0.029
f	0	0.025

Tabella 11: Prospetto coefficienti di correlazione

L'energia prodotta dall'impianto solare sarà limitata inferiormente dal valore nullo e superiormente dal valore del fabbisogno stesso.

Il metodo *f-chart* opera secondo delle ipotesi, riguardanti il volume dell'accumulo termico, che devono essere rispettate nel momento in cui si valuta la frazione *f*. Se queste ipotesi non sono verificate, si può ancora applicare il metodo apportando delle correzioni ai valori della *X*.

10.2.2 CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI CORREZIONE DELLA CAPACITÀ DI ACCUMULO FST.

Per serbatoi di accumulo inerziale ad acqua, tale coefficiente di correzione dovrà essere calcolato con la formula:

$$f_{st} = (A \cdot V_{ref} / V_{sol})^{0.25}$$

dove:

- *A* è la superficie di apertura dei collettori;
- *V_{ref}* è un volume di riferimento pari a 75 litri a metro quadrato di superficie di collettore solare [litri];
- *V_{sol}* è il volume del pozzo (parte riscaldata dal sistema solare) [litri].

Per impianti di preriscaldamento solare la capacità dell'accumulo coincide con il valore nominale (*V_{sol}*=*V_{nom}*). Se è necessario un riscaldatore ausiliario, la capacità dell'accumulo è data da:

$$V_{sol} = V_{nom}(1 - f_{aux})$$

con *f_{aux}* frazione del volume dell'accumulo usata per il sistema ausiliario.

Il valore di *f_{aux}* viene calcolato come:

$$f_{aux} = x \cdot V_{bu} / V_{nom}$$

- *V_{bu}* è il volume riscaldato dal sistema di back up;
- *x* è un coefficiente che tiene conto del tipo di controllo, ovvero del grado di integrazione di tale impianto ausiliario.

x=1	x=0,7	x=0,3
integrazione permanente	integrazione notturna	integrazione d'emergenza

Tabella 12: . Valori del coefficiente x al variare del tipo di integrazione del back-up

Calcolo dell'irradianza incidente sul piano dei collettori

Su una superficie inclinata arriva, oltre alla radiazione diretta, anche la radiazione diffusa dal cielo e quella riflessa. Queste due ultime componenti sono in genere di difficile valutazione. Si può supporre tuttavia che il cielo abbia comportamento isotropico e, in tal caso, le valutazioni risultano semplificate. La radiazione diffusa dipende principalmente dall'angolo di inclinazione dei pannelli (angolo di tilt β), mentre la radiazione diffusa dipende, oltre che dal tilt, dall'effetto di edifici o corpi riflettenti nella zona vicina alla superficie considerata. Tale influenza viene riassunta nel cosiddetto coefficiente di albedo ρ (compreso tra 0 e 1) che, moltiplicato per l'irradianza totale e per un coefficiente funzione del tilt, fornisce il valore della radiazione riflessa.

Avendo preso in considerazione il modello proposto da *Liu e Jordan*, la radiazione totale su una superficie inclinata vale:

$$I_T = I_b R_b + I_d R_d + I_t R_t = I_b R_b + I_d \frac{1 + \cos\beta}{2} + I_t \rho_t \frac{1 - \cos\beta}{2}$$

- R_b è il fattore di inclinazione per la radiazione diretta. Esso dipende dalla declinazione solare δ , dal tilt β , dalla latitudine L , oltre che dall'altitudine h e dall'angolo solare ω . Esso risulta di difficile formulazione per cui si trova già calcolato nelle tabelle UNI in funzione dell'angolo $L-\beta$.
- R_t è il fattore di vista per la radiazione riflessa. In esso ρ è il coefficiente di riflessione orizzontale antistante il pannello il cui valore può variare da 0 per una superficie scura, a 0,75 per la neve. Quando $\beta=0$, si annulla, essendo il pannello parallelo al terreno.
- R_d è il fattore di vista per la radiazione diffusa. Vale 1 quando il pannello è parallelo al suolo, cioè tutta la radiazione diffusa sul piano orizzontale viene captata. Vale 0,5 quando il pannello è verticale.

Nel foglio di calcolo Excel implementato sono stati caricati i dati climatici, forniti dalla norma 10349, relativi alle province della regione Sicilia.

Sono quindi disponibili al calcolo i dati di temperatura, latitudine e irradianza relativi alla città selezionata. Successivamente scegliendo gli altri parametri (albedo, angolo di tilt, superficie del collettore) si potranno ottenere in automatico i valori dell'energia solare disponibile.

La figura seguente mostra i riquadri in cui poter selezionare i dati relativi al sito di installazione e i parametri geometrici.

Figura 277. Layout dei riquadri in cui inserire i dati geometrici e climatici

10.2.3 FABBISOGNO DI ENERGIA ELETTRICA DEGLI AUSILIARI

Per gli impianti a circolazione naturale chiaramente il fabbisogno elettrico è nullo. Per quanto riguarda invece i sistemi a circolazione forzata, la norma fornisce un metodo per il calcolo del fabbisogno degli ausiliari, ovvero delle pompe di circolazione, nonché di eventuali sistemi di regolazione e controllo.

$$Q_{sol,aux,m} = W_{aux,nom} \cdot \frac{t_{aux,m}}{1000} \quad [kWh]$$

- $W_{aux,nom}$ rappresenta la potenza nominale totale dei circolatori [W];
- $t_{aux,m}$ il numero di ore nel mese di funzionamento dei circolatori.

Qualora tale dato non fosse disponibile viene assunto:

$$W_{aux,nom} = 50 + 5A \quad [W]$$

con A superficie del collettore in m².

Per il calcolo di tale durata mensile si fa riferimento alla UNI 12976 la quale stabilisce una durata di 2000 ore annue degli ausiliari elettrici. Da questo si ricavano i numeri di ore mensili che si assumono proporzionali alla frazione di irradianza solare mensile rispetto a quella complessiva annua.

Per impianti di produzione dell'acqua calda sanitaria avremo:

$$t_{aux,W,m} = (2000 \cdot I_{sol} \cdot P_W) / \sum I_{sol}$$

Per impianti di riscaldamento, invece:

$$t_{aux,H,m} = (2000 \cdot I_{sol} \cdot N_{g,H,mese} \cdot P_H) / (\sum I_{sol} \cdot N_{g,H})$$

Con $N_{g,H,mese}$ numero di giorni di riscaldamento nel mese e $N_{g,H}$ numero di giorni di riscaldamento nella stagione (si ricordano le norme che regolano il periodo di riscaldamento per le diverse zone climatiche).

10.2.4 PERDITE DELL'IMPIANTO SOLARE TERMICO

L'ultimo passo, prima di poter valutare il rendimento energetico, è quello di quantificare le perdite totali dell'impianto. Queste si compongono delle perdite relative all'accumulo sia per acqua calda sanitaria che per riscaldamento, dovute all'efficienza di tale scambio termico, e delle perdite relative alla distribuzione dal sottosistema solare termico sino all'impianto di integrazione o, in mancanza di quest'ultimo, sino all'utenza. Avremo quindi in formula:

$$Q_{sol,lost,mese} = Q_{W,sol,s,lost,mese} + Q_{H,sol,s,lost,mese} + Q_{bu,dist,lost,mese}$$

Con chiaro significato dei pedici utilizzati. Vengono quindi descritte le procedure utilizzate per computare tali termini.

10.2.5 PERDITE DI ACCUMULO

Nel caso in cui il serbatoio di accumulo sia all'interno del generatore di calore, le perdite sono comprese nelle perdite di produzione dell'apparecchio. In caso contrario, ovvero con serbatoio esterno, vi saranno delle tubazioni e delle pompe di circolazione che generano delle perdite a sé stanti.

Le perdite relative all'accumulo dovranno essere calcolate secondo le indicazioni della norma 11300 parte 2. Tale procedimento, riportato qui di seguito, prevede di tener conto delle dispersioni dell'accumulatore in funzione della superficie, delle caratteristiche termiche e dalla differenza di temperatura che insiste tra interno ed esterno (opportunamente mediate), ovvero:

$$Q_{lost,s} = \frac{S_s}{d_s} \cdot (\vartheta_s - \vartheta_a) \cdot t_s \cdot \lambda_s \quad [Wh]$$

Dove:

- S_s è la superficie esterna dell'accumulo [m^2];
- ds è lo spessore dello strato isolante [m];
- λ_s è la conduttività dello strato isolante [W/mK];
- t_s è la durata del periodo considerato [h];
- ϑ_s e ϑ_a sono rispettivamente la temperatura media dell'accumulo e la temperatura media del locale di installazione del serbatoio di accumulo [$^{\circ}C$].

Se il costruttore fornisce il valore della dispersione termica del serbatoio K_s [W/K], le perdite si possono calcolare con la seguente formula:

$$Q_{lost,s} = k_s \cdot (\vartheta_s - \vartheta_a) \cdot t_s \quad [Wh]$$

Tali perdite nel sistema solare devono tener presente della configurazione degli accumuli e delle funzioni a cui sono dedicati, in particolare se si è in presenza di più sottosistemi in cascata (sistema polivalente). In generale comunque in questi casi l'attribuzione delle perdite dei singoli sottosistemi di generazione sarà proporzionale all'energia utile fornita dagli stessi.

A titolo di esempio, chiaramente non esaustivo, si riporta la procedura di calcolo da seguire nel caso di sistema combinato con unico accumulo dedicato sia alla funzione di accumulo inerziale per l'energia solare, sia a quella di back-up. Nel caso in cui il costruttore fornisca il valore della trasmittanza si ha:

$$Q_{sol,W,s,lost,mese} = K_s \cdot (\vartheta_{set} - \vartheta_{a,avg}) \cdot [Q_{sol,W,out,mese} / (Q_{sol,W,us,m} + Q_{sol,H,us,m})] \cdot t_m / 1000$$

$$Q_{sol,H,s,lost,mese} = K_s \cdot (\vartheta_{set} - \vartheta_{a,avg}) \cdot [Q_{sol,H,out,mese} / (Q_{sol,W,us,m} + Q_{sol,H,us,m})] \cdot t_m / 1000$$

rispettivamente perdite per accumulo per i servizi di acqua calda sanitaria e riscaldamento. La quota delle perdite mensili attribuibili al back up saranno invece:

$$Q_{W,bu,s,l,m} = K_s \cdot (\vartheta_{set} - \vartheta_{a,avg}) \cdot [(Q_{sol,W,us,m} - Q_{sol,W,out,m}) / (Q_{sol,W,us,m} + Q_{sol,H,us,m})] \cdot \frac{t_m}{1000}$$

$$Q_{H,bu,s,lost,m} = K_s \cdot (\vartheta_{set} - \vartheta_{a,avg}) \cdot [Q_{sol,H,us,m} - Q_{sol,H,out,m}) / (Q_{sol,W,us,m} + Q_{sol,H,us,m})] \cdot \frac{t_m}{1000}$$

Quindi la perdita complessiva dell'accumulo sarà data dalla somma:

$$Q_{tot,s,lost,m} = Q_{sol,W,s,lost,m} + Q_{sol,H,s,lost,m} + Q_{W,bu,s,lost,m} + Q_{H,bu,s,lost,m} \quad [kWh]$$

Analogamente nel caso in cui non fosse disponibile il valore di K_s , bensì quelli di S_s , ds e λ_s .

10.2.6 PERDITE NELLA DISTRIBUZIONE TRA SISTEMA SOLARE E RISCALDATORE AUSILIARIO

Tali perdite fino al sistema integrativo si calcolano distinguendo tra:

- tubazioni isolate $Q_{distr,sol-bu,lost,m} = 0,02 \cdot Q_{sol,out,m} \quad [kWh]$
- tubazioni non isolate $Q_{distr,sol-bu,lost,m} = 0,05 \cdot Q_{sol,out,m} \quad [kWh]$

10.2.7 PERDITE RECUPERABILI DALL'IMPIANTO SOLARE TERMICO

Le perdite che è possibile recuperare da un impianto di energia termica solare sono quelle relative al pozzo di accumulo, al circuito di distribuzione tra accumulo e generatore integrativo, nonché dagli ausiliari elettrici.

10.2.8 PERDITE RECUPERABILI DAL POZZO DI ACCUMULO TERMICO

Dal pozzo di accumulo si considera che le perdite siano recuperabili, per un impianto che integri la produzione di acqua calda sanitaria, solo nel periodo di riscaldamento, se installato in ambiente riscaldato. In particolare l'energia termica recuperabile si considera tutta recuperata sottraendola al fabbisogno per riscaldamento $Q_{H,out}$.

Per impianti di preriscaldamento solare e accumulo solare distinto da back up, le perdite recuperate sono calcolabili dalla relazione:

$$Q_{sol,W,s,lost,rec,mese} = Q_{sol,W,s,lost,mese}(1 - b_{g,W}) \quad [kWh]$$

Dove $b_{g,W}$ è pari a zero se l'accumulo è in ambiente riscaldato e pari a uno (quindi non si recupera alcunché) per accumulo esterno all'ambiente riscaldato.

Nel caso di unico pozzo votato alle funzioni di accumulo solare e back up, le perdite recuperate dall'intero accumulo saranno date da:

$$Q_{W,s,lost,rec,m} = Q_{W,s,lost,m}(1 - b_{g,W}) \quad [kWh]$$

Per quanto riguarda, infine, impianti solari destinati al riscaldamento, le perdite recuperabili (che sono tali nel periodo di riscaldamento e per accumulo installato in ambiente riscaldato) si calcolano moltiplicando per un fattore 0.8 le perdite recuperabili.

10.2.9 PERDITE RECUPERABILI DALLA DISTRIBUZIONE

Le perdite recuperate dalla distribuzione si ottengono dalle perdite recuperabili già calcolate moltiplicando per il fattore 0.8 e per $(1 - b_g)$, come visto per il pozzo di accumulo.

10.2.10 PERDITE RECUPERABILI DAGLI AUSILIARI ELETTRICI

Anche qui si ipotizza di recuperare l'80% ma, in questo caso, del fabbisogno di energia elettrica:

$$Q_{sol,aux,lost,rec} = 0.8 \cdot Q_{sol,aux,mese} \quad [kWh]$$

10.2.11 FRAZIONE SOLARE E RIDUZIONE DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA

Con il metodo di calcolo fin qui descritto si determina mensilmente la frazione solare ovvero la percentuale di energia termica soddisfatta dall'impianto solare rispetto al fabbisogno totale richiesto.

$$f_{sol} = Q_{sol,out,mese} / Q_{gn,out,mese}$$

dove chiaramente la produzione di energia dell'impianto solare è da intendersi al netto delle perdite recuperate.

Grazie a tale frazione è poi possibile conoscere la riduzione di energia primaria necessaria a soddisfare l'intero fabbisogno (qualora f_{sol} sia minore di 1).

Per fare ciò bisognerà tener presente che il generatore ausiliario avrà rendimento medio mensile di generazione che dipende dal fattore di carico strettamente legato alla frazione solare.

10.2.12 ESEMPIO DI CALCOLO

A conclusione di questo capitolo sul solare termico, si riporta un esempio di calcolo svolto nel foglio di lavoro Excel.

Si suppone di installare un impianto di 5m² a Catania, in presenza di edifici chiari, per produrre acqua calda sanitaria in quantità da soddisfare il fabbisogno di un appartamento di 120m² destinato ad abitazione civile.

Questi e gli altri dati di input sono visibili in figura.

SITO DI INSTALLAZIONE		ACCUMULO TERMICO	
Località di installazione	Catania	Tipo di accumulo	Accumulo ad acqua
Fattore di albedo	Edifici chiari	Ubicazione	All'esterno
Dati irraggiamento	UNI 10349	Volume nominale del serbatoio	120 Litri
SISTEMA SOLARE TERMICO		NON SELEZIONATO / ACCUMULO TERMICO	
Servizio da erogare	Solo acqua calda sanitaria	Tipo di integrazione	Integrazione permanente
Tipo di collettore	Collettori piani vetrati	Volume riscaldato da back-up	50 Litri
Tipo di collegamento	Sistema collegato ad accumulo	DISTRIBUZIONE	
Angolo di inclinazione dei collettori (tilt)	45°	Stato tubazioni	tubazioni isolate
Area del collettore solare [mq]	5	SELEZIONATO / Fabbisogni acs da default	
Fabbisogni riscaldamento da default / NON SELEZIONATO		Destinazione d'uso edificio	Abitazione
Grado di isolamento edificio	Buon isolamento 100 [kWh/mq anno]	Superficie utile [mq]	120
Superficie utile [mq]	150	Calcola fabbisogno	

Figura 278: Layout relativo ai dati di ingresso nel foglio Excel.

Applicando, quindi, la procedura di calcolo prevista per il tipo di sistema selezionato e imposti i fabbisogni calcolati come suddetto, si ottengono i risultati relativi alla producibilità e alla frazione solare.

Acqua calda sanitaria													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	158,03	142,73	158,03	152,93	158,03	152,93	158,03	158,03	152,93	158,03	152,93	158,03	1.860,64

Producibilità di energia termica e frazione solare													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	77,95	95,56	131,83	133,10	146,69	155,39	171,73	171,73	157,44	137,69	95,68	67,78	1.474,80
[%]	49%	67%	83%	87%	93%	100%	100%	100%	100%	87%	63%	44%	

Figura 279: Layout fabbisogni per produzione di acqua calda sanitaria e risultati ottenuti

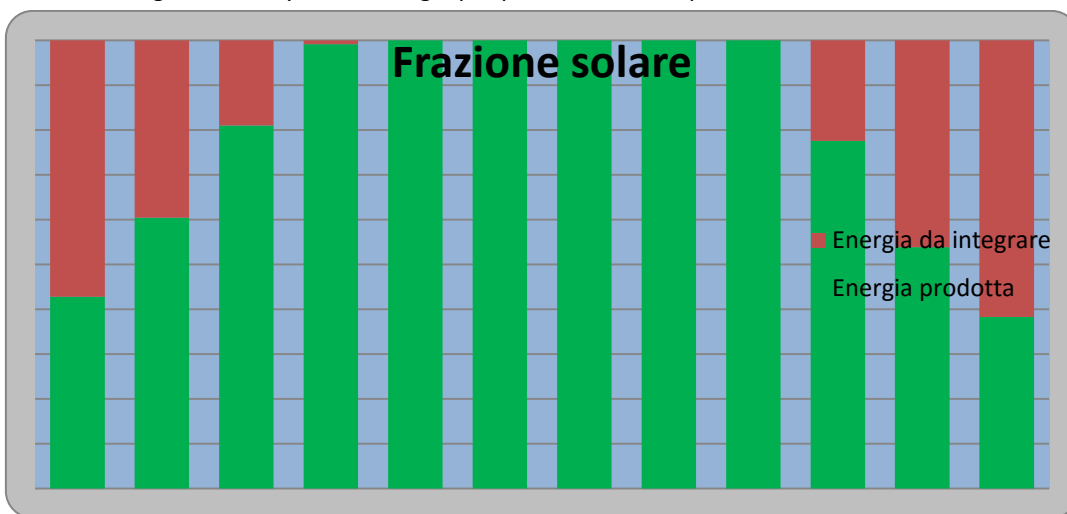


Figura 280: Percentuale di energia termica prodotta e di energia da integrare (in rosso).

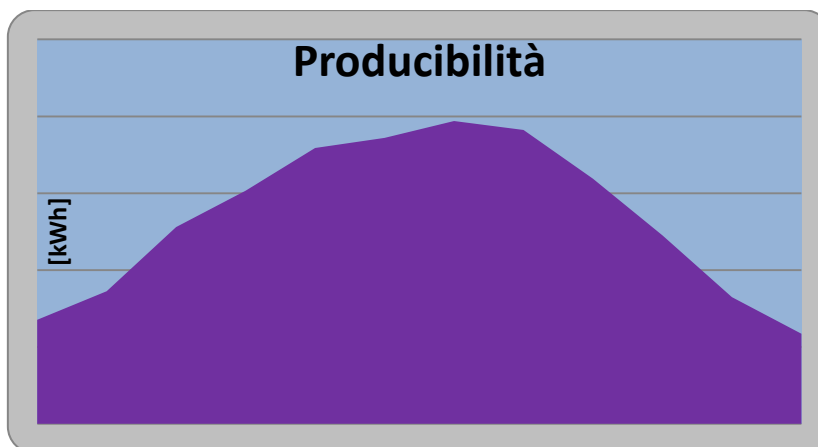


Figura 281: Grafico del energia termica prodotta

10.3 IMPIANTI FOTOVOLTAICI

10.3.1 SPECIFICA TECNICA

La seconda procedura di calcolo della UNI 11300 parte 4 riguarda il solare fotovoltaico. Il metodo di calcolo della norma prevede in particolare la stima dell’energia prodotta da impianti fotovoltaici $E_{el,pv,out}$. Questa è funzione della radiazione solare incidente sul piano dei pannelli, della potenza di picco installata e da un fattore di efficienza dell’impianto stesso.

Il calcolo è effettuato su base mensile e non si tengono in considerazione l’energia termica prodotta, il consumo degli ausiliari, le perdite di generazione e gli eventuali recuperi.

10.3.2 PROCEDURA DI CALCOLO

L’energia prodotta mensilmente dall’impianto fotovoltaico si calcola con la formula seguente:

$$E_{el,pv,out} = \frac{E_{pv} \cdot W_{pv} \cdot f_{fv}}{I_{ref}} \quad [kWh]$$

dove si ha:

- E_{pv} irradiazione solare mensile incidente sull’impianto fotovoltaico $[kWh/m^2]$;
- W_{pv} potenza di picco, definita come la potenza elettrica sviluppata da un impianto fotovoltaico di determinata superficie quando su di esso “insiste” un’irradianza di $1 \text{ kW}/m^2$ (a 25°C);
- f_{fv} fattore di incidenza del sistema, che dipende dall’impianto di conversione dell’energia elettrica da continua in alternata, della temperatura operativa dei moduli e dall’integrazione dell’impianto con l’edificio. I suoi valori sono riportati nella tabella seguente;
- I_{ref} è l’irradianza solare di riferimento pari a $1 \text{ kW}/m^2$.

Grado di ventilazione dei moduli fotovoltaici	f_{pv}
Moduli non ventilati	0.70
Moduli moderatamente ventilati	0.75
Moduli molto ventilati o con ventilazione forzata	0.80

Tabella 13: Valori del fattore di efficienza f_{pv}

L’irradiazione solare mensile incidente sull’impianto fotovoltaico E_{pv} viene calcolata, come visto già nel capitolo relativo al solare termico mediante il metodo di Liu e Jordan.

Come per il metodo relativo ad impianti solari termici, è stato implementato in Excel un foglio di calcolo che permette, selezionando le informazioni relative alla topologia del sito di installazione e ai parametri geometrici (azimut e tilt), di ottenere immediatamente i valori effettivi della potenza solare incidente nel piano dei moduli. E' inoltre possibile selezionare il tipo di terreno circostante all'area di collocazione dei pannelli per considerare il giusto fattore di albedo che influenza la quota parte di radiazione riflessa captata dagli stessi pannelli.

La potenza di picco W_{pv} si ottiene in condizioni di prova standard, quindi per irraggiamento unitario e condizioni di temperatura stazionarie (come detto a 25°C). Se tale valore non è noto, può essere calcolato con la formula seguente:

$$W_{pv} = K_{pv} \cdot A_{pv} [kW]$$

Dove:

- K_{pv} è il fattore di potenza di picco, dipendente dal materiale di cui è fatto il modulo installato. I valori di tale fattore sono riportati in tabella 3.
- A_{pv} è la superficie utile di captazione dell'impianto, considerata al netto dell'intelaiatura.

Tipo di modulo fotovoltaico	K_{pv}
Silicio monocristallino	0.150
Silicio multi cristallino	0.130
Film sottile di diseleniuro di indio-rame-gallio (CIGS)	0.105
Film sottile di tellurio di cadmio (CdTe)	0.095
Film sottile di silicio amorfo	0.060
Altri strati di film sottile	0.035

Tabella 14: Valori del fattore di potenza di picco K_{pv} .

10.3.3 ESEMPIO DI CALCOLO

Si propone un esempio di applicazione al foglio di lavoro Excel, supponendo di voler verificare la produzione elettrica di un impianto fotovoltaico di 10 m², installato a Siracusa, in presenza di edifici scuri. I pannelli scelti sono di silicio monocristallino, non ventilati e posizionati con angolo di tilt ottimale, pari a 45°C.



Figura 282: Layout dei quadri di dati di input in Excel

Nelle figure viene riportato l'esempio di calcolo elaborato in Excel, con i layout dei dati di ingresso e dei risultati ottenuti.

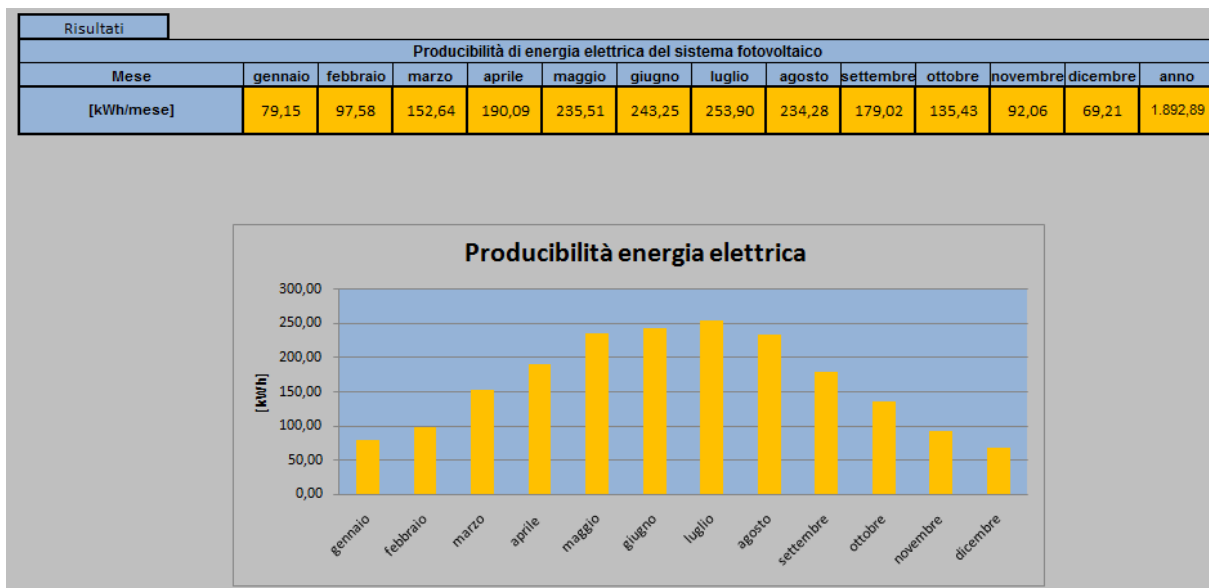


Figura 283: Layout del foglio Excel relativo ai risultati per sistema fotovoltaico.

10.4 COMUSTIBILE DA BIOMASSE

Per questo tipo di fonte rinnovabile la specifica tecnica fornisce le modalità di calcolo per determinare il rendimento dei sottosistemi che utilizzano, come fonte di generazione, la combustione a fiamma di biomasse, ovvero il consumo di combustibili (biomasse) e l'energia termica da essi ricavabile.

Il termine biomassa è utilizzato per indicare tutti quei materiali, di origine animale e vegetale, che non hanno subito alcun processo di fossilizzazione e sono utilizzati per la produzione di energia, quindi tutti i combustibili fossili (petrolio, carbone, metano, ecc.) non rientrano in questa categoria. Le biomasse fanno parte delle fonti rinnovabili in quanto la CO₂ emessa per la produzione di energia non rappresenta un incremento dell'anidride carbonica presente nell'ambiente, dal momento che liberano le sole quantità di carbonio che hanno assimilato le piante durante la loro formazione nonché quantità di zolfo e di ossidi di azoto nettamente inferiori a quelle rilasciate dai combustibili.

L'utilizzo delle biomasse, quindi, accelera il ritorno della CO₂ in atmosfera rendendola nuovamente disponibile alle piante. Sostanzialmente queste emissioni rientrano nel normale ciclo del carbonio e sono in equilibrio fra CO₂ emessa e assorbita.

La differenza con i combustibili fossili è pertanto molto profonda: per quest'ultimi, infatti, il carbonio immesso in atmosfera è carbonio fissato nel sottosuolo che non rientra più nel ciclo del carbonio, ma ivi è fissato stabilmente. In questo caso si va a rilasciare in atmosfera vera e propria "nuova" CO₂. La valorizzazione energetica dei materiali organici contribuisce alla produzione di energia termica e con impianti di medie o grosse dimensioni può produrre anche energia elettrica, contribuendo a limitare le emissioni di anidride carbonica.

Lo sfruttamento delle biomasse, il cui unico problema a livello tecnico sarebbe il potere calorifico moderato (circa la metà del carbone), è in realtà limitato da determinati fattori strettamente legati alla loro natura.

- *disponibilità: le biomasse non sono disponibili in ogni momento dell'anno. Basti pensare ad esempio a tutte quelle che derivano da colture stagionali, la cui raccolta avviene in un determinato periodo dell'anno. Anche il legno, che in via teorica potrebbe essere disponibile tutto l'anno, di fatto viene tagliato prevalentemente d'inverno, poiché durante questa stagione esso contiene meno umidità. Per questo motivo impianti di potenza alimentati a*

biomasse richiedono grandi zone per lo stoccaggio del materiale, che viene di fatto reso disponibile solo una volta l'anno.

- *resa per ettaro: al contrario dei combustibili tradizionali, che si trovano generalmente in giacimenti di grandi dimensioni, la produzione di biomasse avviene generalmente su aree molto elevate. Questo è forse il principale limite allo sfruttamento delle biomasse. Si pensi che, volendo alimentare a biomasse l'impianto di generazione elettrica di Porto Tolle (4 gruppi da 660 MW, di cui è in discussione la trasformazione a carbone) sarebbe necessario dedicare alla coltura delle biomasse una superficie pari al 75% della superficie agricola del Veneto.*
- *emissioni di sostanze climalteranti: la combustione del materiale, soprattutto se legnoso (quindi allo stato solido), contribuisce in maniera minimale all'emissione di CO₂. L'energia prodotta con le biomasse legnose è rinnovabile e come tutte le rinnovabili gode in tutta Europa di contributi pubblici per incentivarne la produzione.*

10.4.1 PROCEDURA DI CALCOLO

L'energia richiesta dal generatore per la combustione (sottosistema monovalente, ovvero ad un solo metodo di generazione) è data da:

$$Q_{gn,in} = Q_{gn,out} + Q_{lost,gn} + Q_{lost,acc} - (k_{rec,acc} \cdot Q_{lost,acc}) - (k_{rec,aux} \cdot Q_{gn,aux})$$

Tale formula esprime che l'energia richiesta dal sottosistema per la combustione, espressa in kWh, è pari alla somma dell'energia termica utile richiesta $Q_{gn,out}$, delle perdite di generazione $Q_{lost,gn}$, delle perdite di accumulo $Q_{lost,acc}$, meno le quote di energia ausiliaria e perdite di accumulo che vengono recuperate.

Il rendimento del sottosistema sarà chiaramente dato dalla relazione:

$$\eta_{gn,p} = Q_{gn,out} / (f_{p,x} \cdot Q_{gn,in} + f_{p,el} \cdot Q_{gn,aux})$$

con:

- $f_{p,x}$ *fattore di conversione dell'energia termica in primaria, dipendente dal vettore energetico (in questo caso dal tipo di biomassa).*
- $f_{p,el}$ *fattore di conversione dell'energia elettrica in energia primaria.*
- *Le tipologie di generatori contemplati nella specifica tecnica in esame sono:*
 - *Generatori a caricamento automatico a biomassa solida (legna, pellet, cippato);*
 - *Generatori a caricamento manuale a biomassa solida;*
 - *Generatori con bruciatori ad aria soffiata a biomassa liquida (oli vegetali quali olio di girasole, di colza, di palma) o gassosa (biogas).*

I fluidi termo vettori considerati sono acqua e aria.

La specifica tecnica fornisce dei prospetti con dei rendimenti precalcolati. Questi possono essere utilizzati in ogni caso per generatori a caricamento manuale, mentre possono essere utilizzati per generatori a caricamento automatico se sono verificate opportune condizioni al contorno di cui si parlerà a breve.

Nel caso in cui tali rendimenti precalcolati non siano utilizzabili si utilizza un metodo di calcolo descritto nella parte 2 della medesima norma UNI 11300. Si puntualizza che nel caso di uso dei valori precalcolati, le perdite di calore di ausiliari, generatore, accumulo inerziale, ecc. si considerano tutte non recuperabili.

10.4.2 RENDIMENTI DI GENERAZIONE PRECALCOLATI

La norma fornisce dei prospetti che permettono di calcolare i rendimenti al variare della tipologia di generatore, del tipo di fluido termovettore e di una serie di condizioni al contorno (detti fattori di correzione) che riguardano la geometria e le caratteristiche tecniche dell'impianto stesso.

Si riportano di seguito i prospetti utilizzati per implementare automaticamente il calcolo dei rendimenti, nei casi su citati, in ambiente di calcolo Excel.

Fluido termo vettore acqua:

Termo camini, termo stufe e termo cucine a biomassa						
Periodo di costruzione del generatore	Valori di base	F1				F3
		1	1,5	2	4	
Prima del 78	50	0	-2	-2	-6	-4
1978-86	60	0	-2	-2	-6	-4
1978-94	60	0	-2	-2	-6	-4
Dopo il 1994	70	0	-2	-2	-6	-4
	Valore certificato UNI EN 13229	0	-2	-2	-6	-4

Tabella 15: Rendimenti precalcolati per camini, stufe e cucine a biomassa e fluido acqua

Nella tabella precedente, valida per camini, stufe e cucine a combustione di biomassa aventi come fluido termovettore acqua, ai valori di base del rendimento, variabile con il periodo di costruzione del generatore, si sommano, con proprio segno ove previsto, i valori presenti a fianco.

In particolare con F1 si indica il rapporto tra la potenza installata del generatore e la potenza di progetto richiesta, mentre con F3 si indica se il camino è posizionato ad un'altezza maggiore di 10 m (in tal caso si somma il valore corrispondente, altrimenti il rendimento base resta invariato).

Generatori di calore a biomassa a caricamento manuale aspirati								
Periodo di costruzione del generatore	Valore di base	F1				F2	F3	F4
		1	1,5	2	4			
Prima del 78	79	0	-2	-2	-6	-9	-2	-2
1978-86	80	0	-2	-2	-6	-9	-2	-2
1978-94	80	0	-2	-2	-6	-9	-2	-2
Dopo il 1994	82	0	-2	-2	6	-9	-2	-2
Omologato secondo UNI EN 303-5	Valore certificato secondo UNI EN 303-5	0	-2	-2	6	-8	-2	-2

Tabella 16: Rendimenti precalcolati per generatori a caricamento manuale aspirati e fluido *acqua*

Generatori di calore a biomassa a caricamento manuale con ventilatore								
Periodo di costruzione del generatore	Valore di base	F1				F2	F3	F4
		1	1,5	2	4			
Prima del 78	81	0	-2	-2	-5	-9	-2	-2
1978-86	83	0	-2	-2	-5	-9	-2	-2
1986-94	85	0	-2	-2	-5	-9	-2	-2
Dopo il 1994	86	0	-2	-2	-5	-9	-2	-2
Omologato secondo UNI EN 303-5	Valore certificato secondo UNI EN 303-5	0	-2	-2	-5	-8	-2	-2

Tabella 17: Rendimenti precalcolati per generatori a caricamento manuale ventilati e fluido acqua

In tabella sono riportati i rendimenti per generatori, sempre con fluido termovettore acqua, a caricamento manuale aspirati e con ventilatore. I fattori di correzione F2 ed F4 vengono considerati rispettivamente se il generatore è installato all'esterno e per temperatura media di caldaia maggiore di 65°C (in condizioni on-design).

Generatori di calore a biomassa a caricamento automatico con ventilatore								
Valore di base	F1				F2	F4	F5	F6
	1	1,5	2	4				
90	0	-1	-2	-2	-2	-1	-1	-2
Valore certificato UNI EN 303-5 caldaie a biomassa	0	-1	-2	-2	-2	-1	-1	-2
Valore certificato UNI EN 14785 termo stufe	0	-1	-2	-2	0	0	-1	-2

Tabella 18: Rendimenti precalcolati per generatori a caricamento automatico ventilati e fluido acqua

Generatori di calore a biomassa a condensazione a caricamento automatico con ventilatore											
Valore di base	F1				F2	F5	F6	F7			
	1	1,5	2	4				40°C	50°C	60°C	>60°C
92	0	-1	-2	-2	-1	-2	-2	0	-3	-5	-6
Valore certificato UNI EN 303-5	0	-1	-2	-2	-1	-2	-2	0	-3	-5	-6

Tabella 19: Rendimenti precalcolati per generatori a condensazione, caricamento automatico ventilati

Nelle tabelle sono proposti i valori di rendimento e fattori di correzione per generatori a combustione di biomasse a caricamento automatico ventilati, semplici e a condensazione. Si trovano qui i fattori F5, F6 ed F7. Il primo si considera se il generatore è monostadio; il secondo se il camino è di altezza superiore a 10 m e non vi è la presenza di un sistema di chiusura dell'aria

comburente allo spegnimento del generatore; infine F7 indica la temperatura di ritorno in caldaia nel mese più freddo da scegliere tra i valori riportati in tabella (40°C-50°C-60°C o >60°C).

Fluido termo vettore aria

Caminetti, inserti, stufe e cucine						
Periodo di costruzione del generatore	Valori di base	F1				F3
		1	2	2	4	
Prima del 1978	50	0	-2	-2	-6	-4
1978-1994	60	0	-2	-2	-6	-4
dopo 1994	65	0	-2	-2	-6	-4
	Valore certificato secondo UNI EN 13229	0	-2	-2	-6	-4

Tabella 20: Rendimenti precalcolati per camini, stufe e cucine con fluido di scambio aria

Generatori di calore a biomassa a caricamento automatico con ventilatore				
Valore di base	F1			
	1	1,5	2	2
80	0	-1	-2	-2
valore certificato UNI EN 14785 termo stufe	0	-1	-2	-2

Tabella 21: Rendimenti precalcolati per generatori a caricamento automatico ventilati fluido aria

Le due tabelle precedenti riportano i dati necessari al calcolo dei rendimenti di generazione, per camini, stufe, cucine e generatori a biomassa a caricamento automatico ventilati nel caso di fluido termovettore aria. I fattori di correzione sono quelli già visti nel caso di acqua come fluido di scambio termico.

10.4.3 GENERALITÀ SUI METODI DI CALCOLO

Il presente paragrafo descrive il metodo di calcolo delle perdite di generazione di generatori di calore con combustione a fiamma per combustibili liquidi e gassosi basato su dati forniti dai costruttori o rilevati in campo. I dati possono essere ottenuti da prove, ma anche rilevati in campo, oltre che forniti di default della specifica tecnica.

Il metodo non prende in considerazione le perdite durante i cicli di accensione del bruciatore. Le perdite al camino a bruciatore spento non sono facilmente determinabili e la loro valutazione è generalmente prevista sulla base dei valori di default. Nei generatori di calore moderni l'influenza di quest'ultimo parametro è comunque minima. Si considerano i seguenti tipi di sottosistemi di generazione:

- - sottosistemi singoli con unico generatore di calore;
- - sottosistemi multipli con più generatori di calore o più sottosistemi;
- - sottosistemi misti per riscaldamento e produzione acqua calda sanitaria.

10.4.4 PROCEDURA PER IL CALCOLO DELLE PERDITE DI GENERAZIONE

Il metodo è basato sui dati di rendimento dei generatori di calore, richiesti dalla Direttiva 92/42/CEE, determinati secondo le relative norme di prodotto. I dati richiesti sono relativi a tre fattori di carico:

- - rendimento al 100% del carico $\eta_{gn,Pn}$;
- - rendimento a carico intermedio $\eta_{gn,Pint}$;
- - perdite a carico nullo $\Phi_{gn,l,Po}$.

La procedura di calcolo è finalizzata alla determinazione delle perdite di energia termica ed è costituita dai seguenti passi:

- a) si assumono i rendimenti a potenza nominale ed a carico parziale, determinati in base alla Direttiva, e si apportano le correzioni per adeguarli alle specifiche temperature dell'acqua previste nelle condizioni di funzionamento del generatore;
- b) si determinano le perdite a carico nullo in condizioni di riferimento e si apportano le correzioni per tenere conto dell'effettiva temperatura dell'acqua nel generatore e per la temperatura dell'aria del locale di installazione;
- c) si determinano le perdite di potenza termica per tre fattori di carico:
 - perdite al 100% del carico $\phi_{gn,l,Pn}$;
 - perdite a carico intermedio $\phi_{gn,l,Pint}$;
 - perdite a carico nullo $\phi_{gn,l,Po}$;
- d) si determinano le perdite di potenza termica al carico specifico per interpolazione lineare;
- e) si determinano le perdite di energia nell'intervallo di tempo considerato;
- f) si determina l'energia ausiliaria in base al carico del generatore;
- g) si determinano le perdite di energia recuperabili all'involucro come frazione delle perdite a carico nullo ed in funzione dell'ubicazione del generatore;
- h) si aggiunge l'energia ausiliaria recuperabile alle perdite recuperabili per determinare l'energia recuperabile totale.

10.4.5 DATI D'INGRESSO DEL GENERATORE

Come descritto al punto a, per il calcolo implementato in foglio Excel occorre introdurre il rendimento, determinato in prove termiche secondo la Direttiva 92/42/CEE, a pieno carico $\eta_{gn,Pn}$ e quello a carico ridotto (30%) $\eta_{gn,Pint}$. Inoltre vanno inseriti il fabbisogno di energia termica all'uscita dalla generazione (tenuto conto quindi dei rendimenti di emissione, regolazione e distribuzione), il tipo di generatore, la potenza termica utile nominale installata ϕ_{Pn} e il tipo di unità terminali per il riscaldamento. Con questi dati a disposizione il foglio Excel effettua i seguenti calcoli preliminari:

- Potenza al carico medio

$$\phi_{gn,Px} = Q_{gn,out}/t_{gn} \quad [kW]$$

- con t_{gn} tempo di attivazione del generatore (anch'esso da introdurre);

- Fattore di carico utile del generatore

$$FC_{u,x} = \phi_{gn,Px}/\phi_{gn,Pn}$$

- Rendimento corretto a carico nominale:

$$\eta_{gn,Pn,corr} = \eta_{gn,Pn} \cdot f_{corr,Pn} \cdot (\vartheta_{gn,test,Pn} - \vartheta_{gn,w})$$

con:

- $f_{corr,Pn}$ fattore di correzione del rendimento alla potenza nominale che esprime la variazione del rendimento in funzione della temperatura media dell'acqua nel generatore (tabella 4.8);
- $\vartheta_{gn,test,Pn}$ temperatura media dell'acqua nel generatore nelle condizioni di prova al carico nominale (tabella seguente);
- $\vartheta_{gn,w}$ temperatura media effettiva dell'acqua nel generatore in funzione delle condizioni effettive di funzionamento (per generatori a condensazione si considera la temperatura dell'acqua di ritorno).

Tipologia di generatore	$\vartheta_{gn,test,Pn}$	$f_{corr,Pn}$
Generatore standard	70	0.04
Generatore a bassa temperatura	70	0.04
Generatore a condensazione a gas	70	0.2
Generatore a condensazione a gasolio	70	0.1

Figura 284: Fattori di correzione del rendimento a potenza nominale e temperatura di test

- **Perdite corrette a carico nominale:**

$$\phi_{gn,I,Pn,corr} = \frac{(100 - \eta_{gn,Pn,corr})}{\eta_{gn,Pn,corr}} \cdot \phi_{Pn} \cdot 1000 \text{ [W]}$$

- **Rendimento corretto a carico intermedio:**

$$\eta_{gn,Pint,corr} = \eta_{gn,Pint} + f_{corr,Pint} \cdot (\vartheta_{gn,test,Pint} - \vartheta_{gn,w})$$

Con:

- $f_{corr,Pint}$ fattore di correzione del rendimento a potenza intermedia che esprime la variazione del rendimento in funzione della temperatura media dell'acqua nel generatore (tabella seguente);
- $\vartheta_{gn,test,Pn}$ temperatura media dell'acqua nel generatore nelle condizioni di prova al carico intermedio (tabella seguente).

La potenza intermedia dipende dal tipo di generatore. Per generatori a combustibile liquido o gassoso la potenza intermedia ϕ_{Pint} vale $0.3 \cdot \phi_{Pn}$.

Tipo di generatore	$\vartheta_{gn,test,Pint}$	$f_{corr,Pint}$
Generatore standard	50	0,05
Generatore a bassa temperatura	40	0,05
Generatore a condensazione a gas	30	0,2
Generatore a condensazione a gasolio	70	0,1

Figura 285 Temperatura media dell'acqua in condizioni intermedie e fattore di correzione.

- **Perdite corrette a carico intermedio:**

$$\phi_{gn,I,Pint,corr} = \frac{(100 - \eta_{gn,Pint,corr})}{\eta_{gn,Pint,corr}} \cdot \phi_{Pint} \cdot 1000 \text{ [W]}$$

con chiaro significato dei pedici.

- **Perdite corrette a carico nullo:**

$$\phi_{gn,l,Po,corr} = \phi_{gn,l,Po} \cdot \left(\frac{\vartheta_{gn,avg} - \vartheta_{a,gn}}{\vartheta_{test,avg} - \vartheta_{a,test}} \right)^{1.25} \quad [W]$$

in cui:

- $\phi_{gn,l,Po}$ rappresenta le perdite a carico nullo per differenza di temperatura $\Delta\vartheta_{a,test}$ [W] il cui calcolo verrà illustrato (qualora il suo valore non venga fornito dal costruttore) nel paragrafo seguente;
- $\vartheta_{a,gn}$ è la temperatura del locale di installazione [°C] i cui valori di default sono riportati in tabella 4.10 o della temperatura esterna, in caso di ubicazione all'aperto del generatore;
- $\vartheta_{gn,avg}$ è la temperatura media dell'acqua del generatore alle condizioni effettive di utilizzo;
- $\vartheta_{test,avg}$ è la temperatura media della caldaia in condizioni di prova i cui valori di default sono riportati nella tabella seguente;
- $\vartheta_{a,test}$ è la temperatura nell'ambiente di prova pari a 20°C.

Ubicazione generatore	Fattore b_{gn}	$\vartheta_{a,gn}$
All'aperto	1	10
In centrale termica	0,3	15
Entro lo spazio riscaldato	0	20

Tabella 22: Fattore di riduzione della temperatura e valori convenzionali della temperatura del locale

A questo punto del procedimento di calcolo, il programma è in grado di calcolare, alla potenza media corrispondente al fattore di carico già calcolato, le perdite corrette alla potenza effettiva. Queste vengono ottenute con un'interpolazione lineare mediante le formule riportate qui di seguito. Nel caso in cui la potenza utile effettiva ϕ_{Px} sia compresa tra 0 e ϕ_{Pint} le perdite si calcolano con:

$$\phi_{gn,l,Px} = \frac{\phi_{Px}}{\phi_{Pint}} \cdot (\phi_{gn,l,Pint,corr} - \phi_{gn,l,Po,corr}) + \phi_{gn,l,Po,corr} \quad [W]$$

Mentre se la potenza effettiva ϕ_{Px} risulta compresa tra ϕ_{Pint} e ϕ_{Pn} le perdite del generatore si calcolano come segue:

Successivamente vengono calcolate le perdite totali di energia $Q_{gn,l,tot}$ nell'intervallo di attivazione del generatore:

$$\phi_{gn,l,Px} = \frac{\phi_{Px} - \phi_{Pint}}{\phi_{Pn} - \phi_{Pint}} \cdot (\phi_{gn,l,Pn,corr} - \phi_{gn,l,Pint,corr}) + \phi_{gn,l,Pint,corr} \quad [W]$$

$$Q_{gn,l,tot} = \frac{\phi_{gn,l,Px} \cdot t_{gn}}{1000} \quad [kWh]$$

in cui chiaramente t_{gn} rappresenta la durata di attivazione del generatore nell'intervallo di calcolo espresso in ore [h].

Perdite a carico nullo

Qualora non siano disponibili, nei dati forniti dal costruttore, le perdite a carico nullo possono essere calcolate come proposto nella parte 2 della norma in esame, ovvero con la formula:

$$\phi_{gn,l,Po} = \phi_{Pn} \cdot \frac{E}{100} \cdot \left(\frac{\phi_{Pn}}{1000} \right)^F \quad [kW]$$

dove la potenza utile nominale ϕ_{Pn} ha valore limite massimo di 400kW. Per potenze superiori si assume comunque tale valore limite. I parametri E ed F sono riportati nella tabella seguente.

Tipo di generatore	Tipo di bruciatore	E	F	$\vartheta_{test,avg}$
Generatore standard	Atmosferico	8,5	-0,4	70
Generatore standard	Aria soffiata	8,5	-0,4	70
Generatore a bassa temperatura	Atmosferico	6,5	-0,35	70
Generatore a bassa temperatura	Aria soffiata	5	-0,35	70
Generatore a condensazione a gas		4,8	-0,35	70
Generatore a condensazione a gasolio		4,8	-0,35	70

Tabella 23: Parametri per la determinazione della potenza a carico nullo di default

10.4.6 RENDIMENTI MINIMI A CARICO NOMINALE E INTERMEDIO CALCOLATI SECONDO LA DIRETTIVA 92/42/CEE

Questi rendimenti, necessari per l’implementazione dei rendimenti e delle perdite corrette relative all’effettiva condizione di funzionamento del generatore, possono essere determinati con il metodo proposto nella parte 2 della stessa norma UNI 11300.

Il rendimento minimo del generatore a pieno carico si determina con la relazione seguente:

$$\eta_{gn,Pn} = A + B \cdot \log(\phi_{Pn})$$

Il rendimento minimo del generatore al carico parziale (come detto del 30%) si determina invece con:

$$\eta_{gn,Pint} = C + D \cdot \log(\phi_{Pn})$$

Anche qui, come nella valutazione delle perdite a carico nullo del paragrafo precedente, si pone una limitazione sulla potenza utile nominale massima ϕ_{Pn} che non può eccedere i 400 kW.

I coefficienti A,B,C e D sono riportati nella seguente tabella .

Tipo di generatore	A	B	C	D
Generatore standard	84	2	80	3
Generatore a bassa temperatura	87,5	1,5	87,5	1,5
Generatore a condensazione	91	1	97	1

Figura 286: Parametri per la determinazione dei rendimenti minimi.

10.4.7 CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA DEGLI AUSILIARI

Come per il calcolo dei rendimenti di generazione, anche la determinazione del fabbisogno di energia degli ausiliari può essere effettuato secondo due metodi.

Il primo metodo si applica nel caso in cui non possono essere utilizzati i rendimenti precalcolati ovvero quando non sono soddisfatte le condizioni al contorno descritte nel paragrafo precedente. L’energia ausiliaria totale si calcola con:

$$Q_{gn,aux} = \frac{W_{aux,Pn} \cdot t_{gn}}{1000} \quad [kWh]$$

in cui:

- t_{gn} è il tempo di attivazione degli ausiliari [h];
- $W_{aux,Pn}$ è la potenza degli ausiliari alla potenza media [W] che si ricava interpolando tra i valori delle potenze a pieno carico, carico intermedio e carico nullo.

Se $FC_{u,Px}$ è compreso tra 0 e $FC_{u,Pint}$, il valore di $W_{aux,Px}$ è dato da:

$$W_{aux,Px} = W_{aux,Po} + \frac{FC_{u,Px}}{FC_{u,Pint}} \cdot (W_{aux,Pint} - W_{aux,Po}) \quad [W]$$

Se $FC_{u,Px}$ è compreso tra $FC_{u,Pint}$ e $FC_{u,Pn}$, il valore di $W_{aux,Px}$ si calcola invece con la formula seguente:

$$W_{aux,Px} = W_{aux,Pint} + \frac{(FC_{u,Px} - FC_{u,Pint}) (W_{aux,Pn} - W_{aux,Pint})}{FC_{u,Pn} - FC_{u,Pint}} \quad [W]$$

I dati relativi alla potenza degli ausiliari a carico nominale, carico intermedio e carico nullo sono forniti dal fabbricante. Nel caso in cui tali dati non fossero disponibili, ai fini del calcolo del rendimento di generazione, possono essere calcolati con la seguente espressione:

$$W_{aux,Pj} = G + H \cdot \Phi_{Pn}^n \quad [W]$$

in cui:

- $W_{aux,Pj}$ è la potenza degli ausiliari ai j-esimo carico (nominale, intermedio o nullo);
- Φ_{Pn} è la potenza termica utile nominale del generatore in kW;
- G, H e n sono parametri forniti dalla norma che vengono riportati di seguito (tabella seguente), alle potenze di carico.

Tipologia	Potenza	G	H	n
Generatori standard				
Generatori atmosferici a gas	Φ_{Pn}	40	0,148	1
	Φ_{Pint}	40	0,148	1
	Φ_{Po}	15	0	0
Generatori con bruciatori ad aria soffiata a gas o liquidi	Φ_{Pn}	0	45	0,48
	Φ_{Pint}	0	15	0,48
	Φ_{Po}	15	0	0
Generatori a bassa temperatura				
Generatori atmosferici a gas	Φ_{Pn}	40	0,148	1
	Φ_{Pint}	40	0,148	1
	Φ_{Po}	15	0	0
Generatori con bruciatori ad aria soffiata a gas o liquidi	Φ_{Pn}	0	45	0,48
	Φ_{Pint}	0	15	0,48
	Φ_{Po}	15	0	0
Generatori a condensazione a liquidi o gas	Φ_{Pn}	0	45	0,48
	Φ_{Pint}	0	15	0,48
	Φ_{Po}	15	0	0

Tabella 24: Parametri per il calcolo della potenza degli ausiliari

L'altro metodo di calcolo relativo agli ausiliari si ha quando vengono utilizzati i rendimenti precalcolati della norma tecnica in esame. In questo caso il fabbisogno di energia dei sistemi ausiliari si calcola come segue:

$$Q_{gn,aux} = (P_{aux,Px} \cdot t_{on} + P_{aux,off})/1000 \quad [kWh]$$

In cui $P_{aux,Px}$ e $P_{aux,Poff}$ sono rispettivamente le potenze degli ausiliari ai carichi medio e nullo [W] e t_{on} e t_{off} sono i tempi di funzionamento e di non funzionamento dei generatori espressi in ore [h]. La potenza degli ausiliari deve quindi essere valutata nelle condizioni di funzionamento reale, interpolando i valori delle potenze a pieno carico, carico intermedio e nullo. Il procedimento e le formule sono le stesse viste per il metodo precedente a cui si rimanda per il calcolo. Si fa invece una precisazione riguardante il calcolo del fattore di carico. Infatti, qualora non sia nota la potenza minima del generatore, per calcolare FC si può assumere:

- per i generatori a caricamento manuale $\phi_{gn,min} = 0.7 \cdot \phi_{gn,nom}$
- per i generatori a caricamento automatico $\phi_{gn,min} = 0.3 \cdot \phi_{gn,nom}$

A differenza del metodo precedente, in assenza di dati forniti dal costruttore riguardo le potenze degli ausiliari ai vari carichi, essi si possono calcolare come segue:

- il fabbisogno di energia ausiliaria si calcola in relazione ad una classificazione differente, stavolta basata sul tipo di bruciatore, che, come sappiamo, può essere atmosferico o con ventilatore;
- Si trascura l'energia richiesta per la regolazione e per l'accensione e si considera solo l'energia richiesta per la combustione e per l'accumulo (sistema di bilanciamento).

La potenza elettrica degli ausiliari viene calcolata con una relazione formalmente uguale a quella vista in precedenza ma i cui parametri sono diversi.

$$P_{aux} = A_i + B_i \cdot \left(\frac{\phi_{Pn}}{1000}\right)^{n_i} \quad [W]$$

in cui il pedice i sta ad indicare che i parametri A,B ed n variano in funzione della potenza che si vuole calcolare, ovvero per carico nominale ϕ_{Pn} , carico intermedio ϕ_{Pint} , e carico nullo ϕ_{Po} .

Di seguito si riportano i valori di tali parametri per il calcolo della potenza degli ausiliari per generatori a biomassa e fluidi termo vettori acqua e aria.

Tipo di generatore	Carico del generatore	A	B	n
Generatori atmosferici	ϕ_{Pn}	40	0.35	1
	ϕ_{Pint}	20	0.1	1
	ϕ_{Po}	15	0	0
Generatori con ventilatore	ϕ_{Pn}	0	45	0.48
	ϕ_{Pint}	0	15	0.48
	ϕ_{Po}	15	0	0

Tabella 25: Valori di default per il calcolo della potenza degli ausiliari (fluido termovettore acqua).

Tipo di generatore	Carico del generatore	A	B	n
Generatori privi di ausiliari	ϕ_{Pn}	0	0	0
	ϕ_{Pint}	0	0	0
	ϕ_{Po}	0	0	0
Generatori con ventilatore	ϕ_{Pn}	0	45	0.48
	ϕ_{Pint}	0	15	0.48
	ϕ_{Po}	15	0	0

Tabella 26: Valori di default per il calcolo della potenza degli ausiliari (fluido termovettore aria).

10.4.8 SOTTOSISTEMA DI ACCUMULO

Per le caldaie a biomassa a caricamento manuale, la norma UNI EN 305-5 prevede di installare un sistema di accumulo quando la potenza installata sia 1,5 volte superiore al fabbisogno richiesto, ovvero $\phi_{gn,nom}/Q_{gn,out} \geq 1.5$.

Il sistema di accumulo inerziale viene installato, nelle caldaie a biomassa con caricamento manuale, allo scopo di conservare il calore tra i cicli di funzionamento, migliorare il comfort per l'utente e bilanciare il sistema in funzione del fattore di carico dell'impianto.

Nei sistemi con caldaia a caricamento automatico, inoltre, il sistema di accumulo inerziale permette di ridurre le accensioni e gli spegnimenti del bruciatore migliorando quindi il rendimento medio stagionale e prolungando il tempo di accensione del bruciatore.

Il sistema di accumulo, come già visto nel capitolo riguardante il solare termico, è composto da un pozzo di stoccaggio e da un circuito di distribuzione tra caldaia e accumulo, provvisto di pompa di circolazione e organi di regolazione.

Le perdite relative a tale sistema si calcolano con il metodo già descritto al capitolo 2 del presente elaborato. In alternativa si propone il metodo semplificato presente nell'appendice B della parte 3.

$$Q_{lost,s} = h_k \cdot \phi_{l,d,s}$$

In cui h_k è il numero di ore del mese k-esimo [h] e $\phi_{l,d,s}$, si ricava dal seguente prospetto (tab.4.16).

Volume di accumulo [litri]	$\phi_{l,d,s}$
10-50	0,03
51-200	0,06
201-1500	0,12
1500-10000	0,5
Oltre 10000	0,9

Tabella 27: Valori di ϕ in funzione del volume di accumulo

Si riporta inoltre, il calcolo sul dimensionamento di massima del volume del pozzo di accumulo inerziale, qualora non fosse noto.

Per caldaie a caricamento manuale il volume dell'accumulo si calcola con la seguente formula:

$$V_{acc} = 15 \cdot t_{gn} \cdot \phi_{gn,nom} \cdot (1 - 0.3 \cdot \phi_{des}/\phi_{min}) \quad [L]$$

Mentre per sistemi a caricamento automatico il volume dell'accumulo vale:

$$V_{acc} = K_{acc} \cdot \phi_{des} \quad [L]$$

t_{gn} è il periodo di combustione in ore del generatore;

$\phi_{gn,nom}$ è la potenza nominale della caldaia in kW;

$\phi_{gn,min}$ è la potenza minima della caldaia in kW;

ϕ_{des} è il fabbisogno termico alla temperatura on-design per il riscaldamento dell'edificio in kW;

K_{acc} è il fabbisogno in litri per kW di potenza assunto pari a 25 litri/kW.

10.4.9 CALCOLO DELLE PERDITE D'ENERGIA RECUPERABILI

L'ultimo passo della procedura di calcolo, che porta alla valutazione del fabbisogno di energia utile alla combustione, è la valutazione dell'energia recuperabile dal processo di generazione.

L'energia termica recuperabile, in particolare, sarà quella delle perdite dell'involucro e quella dagli ausiliari elettrici.

10.4.10 ENERGIA TERMICA RECUPERABILE DALL'ENERGIA AUSILIARIA ELETTRICA.

Nel caso in cui si utilizzino i valori di rendimento dichiarati secondo la Direttiva 92/42/CEE, il recupero di energia elettrica ceduta al fluido termovettore è già considerato. Nel caso si utilizzino, invece, i valori calcolati secondo il metodo descritto in precedenza, il calcolo dell'energia termica recuperabile avviene considerando che la quota di energia termica trasmessa all'acqua dell'impianto è pari al 75% del totale. Ciò significa che la quota di energia ceduta in ambiente dagli ausiliari elettrici si dovrà assumere pari al 25% del totale.

L'energia ausiliaria recuperata $Q_{aux,gn,rec}$ si calcola con la seguente formula:

$$Q_{aux,gn,rec} = Q_{gn,aux} \cdot 0.25 \cdot (1 - b_{gn})$$

in cui b_{gn} rappresenta il fattore di riduzione della temperatura in base all'ubicazione del generatore. I valori di tale parametro sono riportati nella tabella 4.17.

10.4.11 4.7.2 ENERGIA TERMICA RECUPERABILE DALL'INVOLUCRO DEL GENERATORE.

Dell'energia dispersa dal corpo del generatore si considera recuperabile solo quella dispersa attraverso il mantello esterno. Tale perdita recuperabile viene espressa come una frazione delle perdite totali che si hanno a carico nullo, ovvero:

$$Q_{gn,env,rec} = \frac{\phi_{gn,l,po,corr} \cdot (1 - b_{gn}) \cdot p_{gn,env} \cdot t_{gn}}{1000} \quad [kWh]$$

dove:

- $p_{gn,env}$ è la frazione delle perdite a carico nullo che viene considerata come attribuibile al mantello esterno del generatore; in assenza di dati dichiarati dal fabbricante, si riportano i valori di default in funzione del tipo di bruciatore, forniti dalla norma, nella tabella seguente;
- t_{gn} è il tempo di attivazione del generatore nell'intervallo di calcolo [h].

Tipo di bruciatore	p_{gn}
Bruciatore atmosferico	0,5
Bruciatore ad aria soffiata	0,75

Tabella 28: Frazione delle perdite di carico nullo attribuite al mantello

L'energia termica complessivamente recuperata sarà data chiaramente dalla somma dei singoli contributi come riassunto in formula:

$$Q_{gn,rec,tot} = Q_{gn,env,rec} + Q_{aux,gn,rec} \quad [Wh]$$

Il passo finale della procedura in esame è quello di valutare il fabbisogno di energia utile per la combustione. E' intuibile che questo sarà composto dal fabbisogno di energia utile richiesto a cui vanno sommate le perdite totali al netto di quelle che possono essere recuperate. Avremo quindi:

$$Q_{gn,in} = Q_{gn,out} + Q_{lost,gn} + Q_{gn,lost,rec} \quad [Wh]$$

chiaramente presi con il proprio segno.

10.4.12 SOTTOSISTEMI MULTIPLI

Prima di proporre un esempio di calcolo, bisogna spendere qualche parola riguardo i sistemi bivalenti o polivalenti che prevedano, tra i metodi di generazione, l'uso di biomasse. Infatti la norma in esame prevede che l'energia fornita da generatore a combustione di biomassa sia una frazione

del fabbisogno totale. Per sistemi con fluido termovettore acqua la quota di energia utile non può superare i valori riportati nelle seguenti tabelle.

Sistemi combinati o per riscaldamento con fluido termovettore acqua		
Tipo di generatore	Quota fornita dalla biomassa [%]	
	Impianto con accumulo	Impianto senza accumulo
Generatore di calore a biomassa a caricamento manuale e controllo manuale dell'aria comburente	55	40
Generatore di calore a biomassa a caricamento manuale e controllo automatico dell'aria comburente	75	65
Generatore di calore a biomassa a caricamento automatico e controllo automatico dell'aria comburente	90	90
Sistemi per la produzione di acqua calda sanitaria con fluido termovettore acqua		
Tipo di generatore	Quota fornita dalla biomassa [%]	
	Impianto con accumulo	Impianto senza accumulo
Generatore di calore a biomassa installato in ambiente	-	-
Generatore di calore a biomassa in centrale termica a caricamento manuale	50	-
Generatore di calore a biomassa installato in centrale termica a caricamento automatico	90	-
Generatori di calore a biomassa a caricamento automatico con ventilatore a condensazione	90	0

Tabella 29: Frazioni limite di fabbisogno per sottosistemi multipli e fluido termovettore acqua

Lo stesso vale per generatori a combustione di biomassa che usano l'aria come fluido termovettore. Per questi la quota fornita da biomassa è riportata nella tabella qui sotto.

Sistemi per il riscaldamento con fluido termovettore aria	
Tipo di generatore	Quota fornita dalla biomassa [%]
Generatore di calore a biomassa a caricamento manuale e controllo manuale dell'aria comburente	30
Generatore di calore a biomassa a caricamento automatico e controllo automatico dell'aria comburente	50

Tabella 30: Frazioni limite di fabbisogno per sottosistemi multipli e fluido termovettore aria

Qualora nel sistema polivalente sia previsto un sistema solare termico, le quote massime indicate nelle tabelle sono riferite al fabbisogno di energia utile al netto del contributo coperto dal

sistema solare termico. Se sono presenti più generatori o più sottosistemi di generazione, il carico si può ripartire in modo diverso a seconda del tipo di regolazione. Possiamo avere, infatti, sistemi con ripartizione uniforme del carico (ovvero sistemi in cui non viene data alcuna priorità) e sistemi con regolazione di cascata e ripartizione del carico con priorità.

Nel primo caso, quindi il fattore di carico sarà uguale per tutti i generatori e pari a:

$$FC_u = \phi_{gn,out} / \sum \phi_{gn,Pn,i}$$

in cui $\phi_{gn,out}$ è la potenza termica utile da fornire e $\sum \phi_{gn,Pn,i}$ è la sommatoria delle potenze termiche utili dei generatori del sottosistema.

Nel secondo caso, i generatori a più alta priorità funzionano chiaramente per primi a pieno carico, e successivamente i generatori di priorità immediatamente successiva. Se i generatori sono di uguale potenza nominale $\phi_{gn,Pn}$ il numero di generatori in funzione $N_{gn,on}$ è:

$$N_{gn,on} = \text{intero} \left(\phi_{out} / \phi_{gn,Pn} \right).$$

Se così non fosse, il numero di generatori in funzione deve essere determinato in modo che il fattore di carico sia compreso tra 0 e 1 rispettando sempre l'ordine dato dalla priorità.

Nel caso di impianti alimentati anche da fonti rinnovabili (solare, pompe di calore) o da altri sistemi di generazione (cogenerazione, pompe di calore, ecc.), ad essi si attribuisce la priorità nel soddisfare il fabbisogno termico dell'impianto, mentre alla generazione tradizionale con carbon fossili si attribuisce una funzione integrativa, qualora sia necessaria.

Si calcola quindi, per le varie condizioni di esercizio (fabbisogno, condizioni esterne, disponibilità delle risorse), il contributo delle fonti rinnovabili e/o alternative alla generazione tradizionale si attribuisce l'aliquota restante per soddisfare l'intero fabbisogno.

10.4.13 ESEMPIO DI CALCOLO

Viene di seguito riportato un esempio di utilizzo del foglio di calcolo per due particolari configurazioni.

CARATTERISTICHE IMPIANTO	
Tipologia di generatore	Generatori di calore a biomassa a condensazione a caricamento automatico con ventilatore
Tipo di fluido termovettore	Generatore con fluido termovettore acqua
CONDIZIONI AL CONTORNO	
Periodo di costruzione del generatore	Dopo il 1994
Selezionare rapporto tra potenza del generatore installato e potenza di progetto richiesta	2
Installazione all'esterno	No
Altezza camino	Minore di 10 m
Temperatura di caldaia >65°C (on design)	No
Generatore monostadio	Si
Presenza di chiusura dell'aria comburente all'arresto	Si
Temperatura di ritorno in caldaia nel mese più freddo	40°C
RENDIMENTO	
88 %	

Figura 287: Layout relativo al calcolo del rendimento precalcolato

Nelle figure vengono riportati i layout del foglio Excel rispettivamente per l'ottenimento del rendimento di generazione precalcolato e di quello ricavato mediante il metodo analitico. Si sceglie di confrontare il risultato ottenuto imponendo una caldaia a condensazione.

METODO ANALITICO	
Selezionare tipo di generatore	Generatore a condensazione a gas
Selezionare tipo di bruciatore	Atmosferico
Temperatura esterna	Soe gliere località di installazione: 0, Selezionare località: Siracusa
Selezionare ubicazione della sottostazione di generazione	All'aperto
Introdurre fabbisogno di energia termica ideale netto	20000 [kWh], inserire tempo di attivazione: 720 ore
Selezionare tipo di regolazione sui terminali di riscaldamento	Regolazione con valvole termostatic
Potenza termica utile nominale installata	10 [kW]
Dimensione serbatoio d'accumulo	da 10 a 50 litri

RENDIMENTO
87,3%

Figura 288: Layout relativo al calcolo del rendimento con metodo analitico

10.5 POMPE DI CALORE

La pompa di calore (della quale si è ampiamente discusso nel Volume 1B) è una macchina in grado di trasferire calore da un corpo a temperatura più bassa (sorgente fredda) ad un corpo a temperatura più alta (pozzo caldo). Genericamente il calore reso dalla pompa di calore è pari all'energia fornita alla macchina per il suo funzionamento (generalmente ad energia elettrica) sommato al calore trasferito (o pompato) dalla macchina stessa dall'esterno all'interno.

L'efficienza di una pompa di calore è misurata dal coefficiente di prestazione "COP" (dall'inglese *Coefficient of Performance*), dato dal rapporto tra energia resa (calore ceduto al mezzo da riscaldare) ed energia elettrica consumata. Per fare un esempio, un valore di COP pari a tre vuol dire che per ogni kWh d'energia elettrica consumato, la pompa di calore renderà 3 kWh d'energia termica all'ambiente da riscaldare (dei tre resi, uno sarà prodotto da energia elettrica, i restanti due prelevati invece dall'ambiente esterno).

Tenendo conto della gratuità dell'energia prelevata dall'ambiente esterno, si può facilmente affermare che l'efficienza della pompa di calore è del 300 per cento. In realtà, per una valutazione più corretta, occorre ovviamente considerare anche l'energia necessaria a produrre il chilowattora consumato dall'apparecchio, tenendo conto dei rendimenti della catena di produzione, trasporto e distribuzione dell'energia elettrica. Questa energia proviene, in parte, da fonti rinnovabili e, per la maggior parte (70% circa), dalle centrali termoelettriche che bruciano combustibile.

Comunque la pompa di calore offre la possibilità di utilizzare le differenti fonti energetiche da cui si estrae calore, con rendimenti complessivi medi annuali compresi tra il 110 ed i 140 per cento (gli attuali impianti a caldaia presentano rendimenti di produzione medi stagionali inferiori all'80%). Il COP di una pompa di calore è funzione del modello, delle condizioni climatiche e del funzionamento dell'impianto ed è tanto maggiore quanto più bassa è la differenza di temperatura tra l'ambiente da riscaldare e la sorgente di calore.

Il rendimento (COP) ha valori prossimi a 3 quando si utilizza l'aria esterna, a temperature non inferiori ai 4-5°C e valori più elevati quando si utilizzano l'acqua, il terreno, o anche l'aria interna prima di aver effettuato il ricircolo. Nel calcolare il COP effettivo di un impianto sono inoltre da computare i consumi elettrici dei dispositivi ausiliari come pompe, ventilatori e resistenze di sbrinamento.

Le moderne pompe di calore hanno la possibilità di considerare, a seconda delle esigenze, uno stesso ambiente sia come pozzo caldo sia come sorgente di calore. Sono utilizzabili tanto in estate quanto in inverno e rappresentano il sistema da preferire senz'altro quando si desidera, o è necessario, il condizionamento estivo.

10.5.1 POMPE DI CALORE A COMPRESSIONE DI VAPORE

La pompa di calore è formata da un circuito chiuso, percorso da uno speciale fluido frigorifero che, al mutare delle condizioni di temperatura e di pressione, assume lo stato liquido o di vapore. Il fluido frigorifero viene fatto evaporare in una serpentina posta nella sorgente fredda (fase 4-1 in figura) dalla quale assorbe il calore necessario all'evaporazione. Successivamente viene compresso (fase 1-2) ed in questo processo la temperatura del fluido aumenta fino a raggiungere un valore più alto di quello del pozzo caldo, (in questa fase si cede energia alla pompa). Il fluido viene poi fatto condensare (fase 2-3) nella serpentina posta nel pozzo caldo al quale cede il calore assorbito dalla sorgente fredda, sommato al calore che ha ricevuto durante la compressione.

Il fluido, allo stato liquido, passando attraverso una valvola di laminazione (fase 3-4), si trasforma parzialmente in vapore e si raffredda raggiungendo una temperatura più bassa di quella della sorgente fredda. Ritornato a questo punto nell'evaporatore, completa l'evaporazione e ricomincia il ciclo.

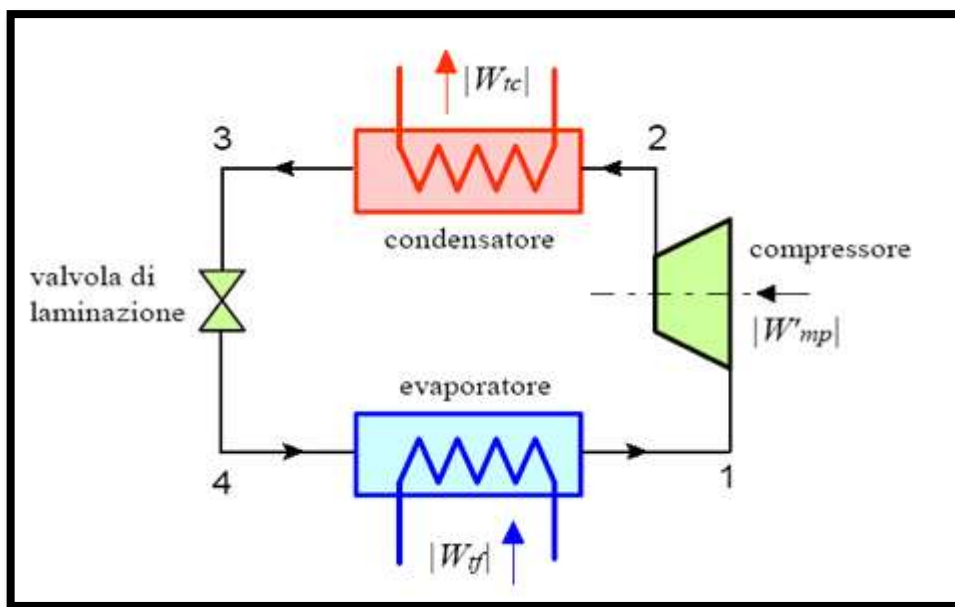


Figura 289: Schema di una pompa di calore a compressione di vapori

10.5.2 POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO

Oltre al ciclo frigorifero a compressione, ha impiego diffuso nelle industrie il ciclo frigorifero ad assorbimento, in cui si sfrutta il calore di dissoluzione di un soluto in un solvente che viene ciclicamente concentrato e diluito. Il ciclo ad assorbimento non ha particolare efficienza ma consente il raggiungimento di temperature particolarmente basse, fino a $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ utilizzando ammoniaca come refrigerante e acqua come assorbente; è molto impiegato nei casi in cui si disponga di recuperi termici industriali o recuperi termici da cogenerazione (cogenerazione) o in mancanza di energia elettrica necessaria all'azionamento del compressore per il ciclo a compressione di vapore.

Si utilizzano come solvente l'acqua e soluto l'ammoniaca, che è il gas frigorifero, oppure come solvente l'acqua e come soluto il bromuro di litio, in questo caso il gas frigorifero è il vapor d'acqua (più volatile). In figura si riporta lo schema impiantistico per una macchina del tipo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

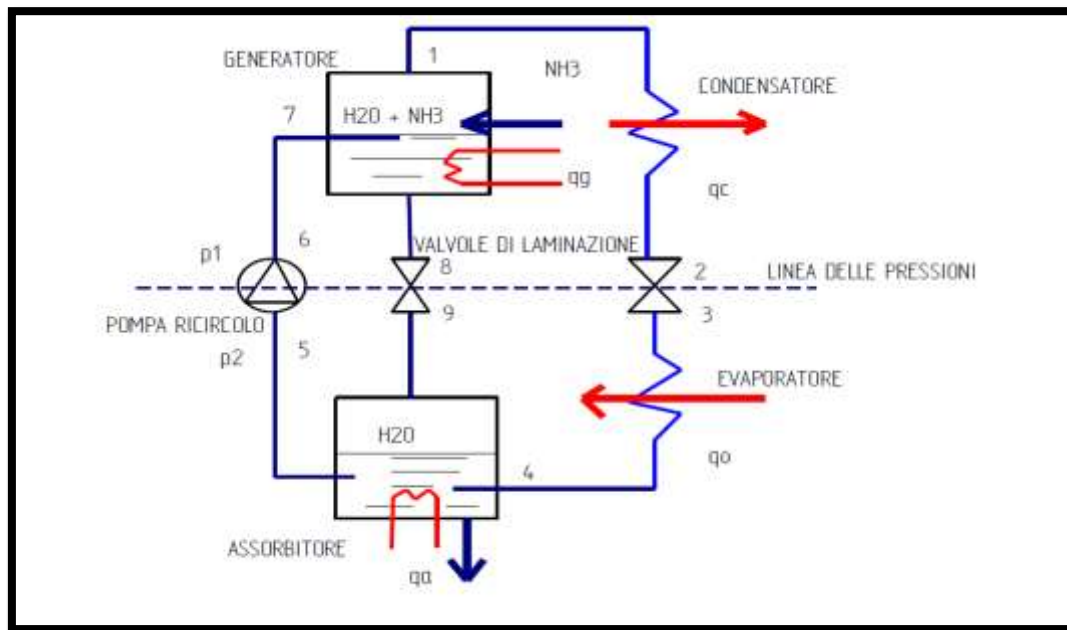


Figura 290: Schema di una macchina ad assorbimento

Per effetto del calore Q_g ceduto al serbatoio superiore (detto generatore) si libera NH_3 allo stato quasi puro e ad alta pressione. L'ammoniaca inizia così il ciclo classico di condensazione, laminazione ed evaporazione (presente anche nel ciclo frigorifero a compressione di vapori saturi).

All'uscita dell'evaporatore l' NH_3 si ricombina nel serbatoio inferiore, detto assorbitore, con la miscela acqua-ammoniaca impoverita e recuperata dal serbatoio superiore (tramite una valvola di laminazione dal momento che in basso c'è una pressione inferiore rispetto a quella che insiste in alto). La reazione di assorbimento è di tipo esotermico e quindi cede calore Q_a all'esterno.

Una pompa provvede a riportare la miscela di acqua e ammoniaca ricomposta al generatore e si riprende il ciclo. In definitiva si hanno quindi due cicli: quello interno tra generatore e assorbitore e quello esterno che produce l'effetto frigorifero all'evaporatore. Il coefficiente che definisce il rendimento di tale macchina è il GUE, dall'inglese "**Gas Utilization Efficiency**", che è il rapporto tra l'energia fornita e l'energia consumata al generatore. Le macchine ad assorbimento possono essere utilizzate in presenza di cascami termici ovvero "rifiuti" termici di altri processi di lavorazione industriale o di produzione in genere.

L'utilizzo come pompa di calore risulta conveniente negli impianti cogenerativi perché queste macchine trasformano un carico elettrico (quello dei compressori tradizionali alimentati ad energia elettrica) in un carico termico (quello del generatore) e quindi consentono di avere sia caldo che freddo con sola energia termica.

10.5.3 CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE IN BASE AL FLUIDO TERMOVETTORE E AL POZZO FREDDO

Nell'utilizzo della pompa di calore per riscaldamento ambiente, le principali sorgenti fredde dalle quali estrarre il calore gratuito sono:

L'aria

- - esterna al locale dove è installata la pompa di calore;
- - estratta dal locale dove è installata la pompa di calore.

L'acqua

- - di falda, di fiume, di lago, presente in prossimità dei locali da riscaldare e a ridotta profondità;

- - *accumulata in serbatoi e riscaldata da collettori solari.*

Il terreno nel quale possono sotterrarsi apposite tubazioni collegate all'evaporatore.

A seconda delle combinazioni delle sorgenti fredde disponibili e del fluido (acqua o aria) usato per la distribuzione del calore negli ambienti, si possono avere pompe di calore:

aria-aria	acqua-aria	terra-aria
aria-acqua	acqua-acqua	terra-acqua

L'aria come sorgente fredda ha il vantaggio d'essere disponibile ovunque; tuttavia la potenza resa dalla pompa di calore diminuisce con la temperatura della sorgente fredda. Nel caso si utilizzi l'aria esterna, è necessario (intorno ai 4-5°C), un sistema di sbrinamento che comporta un ulteriore consumo d'energia elettrica. In definitiva l'efficienza della pompa di calore si abbassa quando la temperatura dell'aria esterna scende al di sotto di 5°C fin quando potrà rendersene conveniente lo spegnimento.

L'acqua, come sorgente fredda, garantisce ottime prestazioni della pompa di calore, senza risentire delle condizioni climatiche esterne; il suo utilizzo può richiedere un leggero costo addizionale dovuto al sistema d'adduzione. Anche il terreno, usato come sorgente fredda, ha il vantaggio di subire minori sbalzi di temperatura rispetto all'aria. Le tubazioni orizzontali vanno interrate ad una profondità minima da 1 a 1,5 m per non risentire troppo delle variazioni di temperatura dell'aria esterna e mantenere i benefici effetti dell'insolazione. Questa soluzione è però costosa sia per il terreno necessario sia per la complessità dell'impianto.

10.5.4 APPLICAZIONI DELLA POMPA DI CALORE

Le possibili applicazioni di una pompa di calore sono, come accennato precedentemente:

- - *climatizzazione degli ambienti;*
- - *riscaldamento degli ambienti e produzione d'acqua sanitaria (dove distinguiamo gli impianti in monovalenti e bivalenti).*

Quando la pompa di calore è in grado di coprire l'intero fabbisogno termico, avremo un sistema monovalente (se la pompa utilizza come sorgente l'aria esterna, tale sistema è utilizzabile soltanto in zone ove la temperatura non scenda sotto agli 0°C). Qualora invece la pompa di calore non riesca a coprire il fabbisogno termico, si farà ricorso al sistema bivalente. Questo si distingue in bivalente mono-energetico, se la quota del fabbisogno termico stagionale è coperto da pompa di calore e l'integrazione avviene con generatore ausiliario che utilizza lo stesso vettore energetico, e bivalente bi-energetico se il generatore ausiliario utilizza un altro vettore energetico rispetto alla pompa di calore.

Come vettore energetico la norma considera l'energia elettrica per pompe di calore a compressione di vapore e combustibili gassosi o liquidi per le pompe di calore ad assorbimento a fuoco diretto. Per il riscaldamento dell'acqua calda si ricorda che i serbatoi di accumulo dovranno essere previsti di dimensioni maggiori rispetto ai normali scaldacqua, giacché la temperatura dell'acqua prodotta non supera i 55°C.

10.5.5 SPECIFICA TECNICA

La norma UNI 11300-4 definisce i dati di ingresso e le procedure di calcolo per la determinazione del fabbisogno mensile di energia dei sottosistemi di generazione con pompe di calore per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria e l'eventuale quota di integrazione. L'applicabilità di tale procedura si rivolge alle pompe di calore a compressione di vapore ad azionamento elettrico e a pompe di calore ad assorbimento aventi come fonti di energia l'aria, il terreno o l'acqua (sia di falda che superficiale), impiegate come generatori termici con fluido

di trasmissione del calore aria o acqua. Sono da ritenersi escluse dalla trattazione, pertanto, le pompe di calore a compressione azionate da motori endotermici.

Per il metodo di calcolo che ci si appresta a descrivere bisogna avere a disposizione i seguenti dati, forniti dal fabbricante:

- *Prestazioni a pieno carico (CR=1) alle temperature di sorgente fredda e pozzo caldo previste dalle normative tecniche vigenti.*
- *Prestazioni a fattore di carico climatico PLR, dall'inglese "party load ratio", diverso da 1. Il fattore PLR è definito come $PLR = (\vartheta_e - 16) / (\vartheta_{des} - 16)$ con ϑ_e temperatura esterna considerata, ϑ_{des} temperatura di progetto e 16 la temperatura di bilanciamento.*

La specifica tecnica fornisce le condizioni di riferimento per cui il fabbricante deve dichiarare le prestazioni a pieno carico e a carico parziale.

Di seguito si riportano i prospetti con le temperature della sorgente fredda e del pozzo caldo in funzione del tipo di servizio erogato e dalla fonte energetica di approvvigionamento della pompa di calore.

Pompe di calore per solo riscaldamento o funzionamento combinato										
Sorgente fredda	Temperatura sorgente fredda				Temperatura pozzo caldo riscaldamento ad aria	Temperatura pozzo caldo riscaldamento idronico			Temperatura pozzo caldo produzione ACS	
Aria	-7	2	7	12	20	35	45	55	45	55
Acqua		5	10	15	20	35	45	55	45	55
Terreno/roccia	-5	0	5	10	20	35	45	55	45	55
Pompe di calore per sola produzione di acqua calda sanitaria										
Pompa di calore	Temperatura sorgente fredda (aria)				Temperatura pozzo caldo produzione acs					
Sola produzione ACS	7	15	20	35	55					

Tabella 31: Temperature di riferimento per la fornitura dei dati tecnici delle pompe di calore

Le pompe di calore possono avere o meno il generatore di integrazione termica a seconda del loro dimensionamento e della zona climatica in cui sono installate. Il generatore di integrazione compreso nella macchina può essere una resistenza elettrica o un generatore a combustione alimentato con combustibili gassosi o liquidi.

Nel caso di sistema privo di integrazione termica il metodo di calcolo implementato richiede:

- *potenza termica utile erogata a pieno carico;*
- *potenza richiesta in ingresso (input);*
- *COP o GUE*
- *coefficiente correttivo del COP ai carichi parziali.*

Nel caso in cui sia previsto un sistema di integrazione termica dovranno, oltre ai dati prima citati, essere forniti:

- *nel caso di resistenza elettrica la potenza massima [kW] e i gradini di potenza;*

- *nel caso di generatore a combustione la tipologia del combustibile, il fluido termovettore, la potenza termica nominale [kW] e del focolare [kW], la temperatura massima e minima di esercizio.*

10.5.6 CORREZIONE DEL COP O DEL GUE AL VARIARE DELLE TEMPERATURE DELLA SORGENTE FREDDA E DEL POZZO CALDO

Per determinare le prestazioni a pieno carico della macchina, in condizioni diverse da quelle dichiarate, si prevede di intervenire interpolando linearmente i dati a disposizione (forniti dal fabbricante) o facendo ricorso al rendimento di secondo principio che qui di seguito si enuncia in forma utile al calcolo in esame.

10.5.7 RENDIMENTO DI SECONDO PRINCIPIO

Si definisce il rendimento di secondo principio come il rapporto tra il COP o il GUE effettivo (reale) della pompa di calore e il COP o il GUE massimo teorico ottenuto dal ciclo di Carnot tra le stesse temperature di sorgente fredda e pozzo caldo.

Per le pompe di calore a compressione elettriche, il COP massimo teorico si calcola come segue:

$$COP_{max} = T_c / (T_c - T_f) \quad (0.42)$$

dove T_c è la temperatura del pozzo caldo e T_f quella del pozzo freddo espresse in gradi Kelvin [K].

Per le pompe di calore ad assorbimento, invece, il GUE massimo teorico si calcola con la formula:

$$GUE_{max} = \frac{T_c}{T_{gen,in}} \cdot \frac{(T_{gen,in} - T_f)}{(T_c - T_f)} \quad (0.43)$$

con $T_{gen,in}$ temperatura del generatore della pompa ad assorbimento a fuoco diretto.

Il rendimento di secondo principio da COP si può esprimere quindi nella forma:

$$\eta_{II} = COP \cdot (T_c - T_f) / T_c \quad (0.44)$$

Da cui il COP ricavato dal rendimento di secondo principio è chiaramente:

$$COP = \eta_{II} \cdot \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (0.45)$$

Per interpolare quindi fra due diverse temperature $T_{c,1}$ e $T_{c,2}$, a temperatura della sorgente fredda T_f costante la sequenza di calcoli da effettuare è la seguente:

Rendimento di secondo principio con temperatura $T_{c,1}$:

$$\eta_{II,1} = COP_1 \cdot (T_{c,1} - T_f) / T_{c,1}$$

- *Rendimento di secondo principio con temperatura $T_{c,2}$:*

$$\eta_{II,2} = COP_2 \cdot (T_{c,2} - T_f) / T_{c,2}$$

Rendimento di secondo principio interpolato alla temperatura intermedia $T_{c,x}$:

$$\eta_{II,x} = \eta_{II,1} + (\eta_{II,2} - \eta_{II,1}) \cdot (T_{c,x} - T_{c,1}) / (T_{c,2} - T_{c,1})$$

COP relativo alla temperatura intermedia $T_{c,x}$:

$$COP_x = \eta_{II,x} \cdot \frac{T_{c,x}}{T_{c,x} - T_f}$$

- Analogamente per le pompe di calore ad assorbimento a fuoco diretto si procede come segue:

Rendimento di secondo principio da GUE

$$\eta_{II} = GUE \cdot \frac{(T_c - T_f) \cdot T_{gen}}{T_c \cdot (T_{gen,in} - T_f)}$$

GUE calcolato dal rendimento di secondo principio

$$GUE = \eta_{II} \cdot \frac{T_c \cdot (T_{gen} - T_f)}{T_{gen} \cdot (T_c - T_f)}$$

Per interpolare tra diverse temperature del pozzo caldo, a temperatura di sorgente fredda costante si prosegue come sotto riportato:

Rendimento di secondo principio con temperatura $T_{c,1}$:

$$\eta_{II,1} = GUE_1 \cdot \frac{(T_{c,1} - T_f) \cdot T_{gen}}{T_{c,1} \cdot (T_{gen,in} - T_f)}$$

- Rendimento di secondo principio con temperatura $T_{c,2}$:

$$\eta_{II,2} = GUE_2 \cdot \frac{(T_{c,2} - T_f) \cdot T_{gen}}{T_{c,2} \cdot (T_{gen,in} - T_f)}$$

Rendimento di secondo principio interpolato alla temperatura intermedia $T_{c,x}$:

$$\eta_{II,x} = \eta_{II,1} + (\eta_{II,2} - \eta_{II,1}) \cdot (T_{c,x} - T_{c,1}) / (T_{c,2} - T_{c,1})$$

- GUE relativo alla temperatura intermedia $T_{c,x}$:

$$GUE_x = \eta_{II,x} \cdot \frac{T_{c,2} \cdot (T_{gen} - T_f)}{T_{gen} \cdot (T_{c,2} - T_f)}$$

I valori del COP o del GUE, per temperature della sorgente fredda comprese nel campo dati fornito dal costruttore, si calcolano quindi con interpolazione lineare del rendimento di secondo principio in funzione della temperatura della sorgente fredda; per temperature esterne all'intervallo fornito dal fabbricante si assume il rendimento di secondo principio costante e pari al caso più vicino di cui si conoscono i dati (con scostamento massimo di 5K). Le stesse considerazioni vengono fatte nel caso in cui la correzione debba essere fatta in funzione della temperatura del pozzo caldo (a temperatura della sorgente fredda costante).

Per quanto riguarda la variazione dei valori della potenza utile al variare della temperatura del pozzo freddo si procede con semplice interpolazione lineare dei dati forniti dal fabbricante se si tratta di temperature intermedie a quelle fornite o considerando la potenza costante e pari a quella del caso più vicino fornito dal fabbricante con scostamento massimo di 5K.

Dati prestazionali								
	7 °C		15 °C		20 °C		35 °C	
COP	2,6		3		3,2		3,67	
	7 °C		15 °C		20 °C		35 °C	
Potenza termica [kW]	5,5		6,57		7,24		8,57	

Figura 291: Valori del COP e della potenza termica per le temperature previste nel servizio di acqua calda sanitaria e sorgente fredda aria esterna.

In Figura 291 si riporta un esempio di interpolazione di dati forniti dal fabbricante relativi al COP e alla potenza termica utile per i valori di temperatura imposti dalla norma per pompa di calore che deve fornire acqua calda sanitaria.

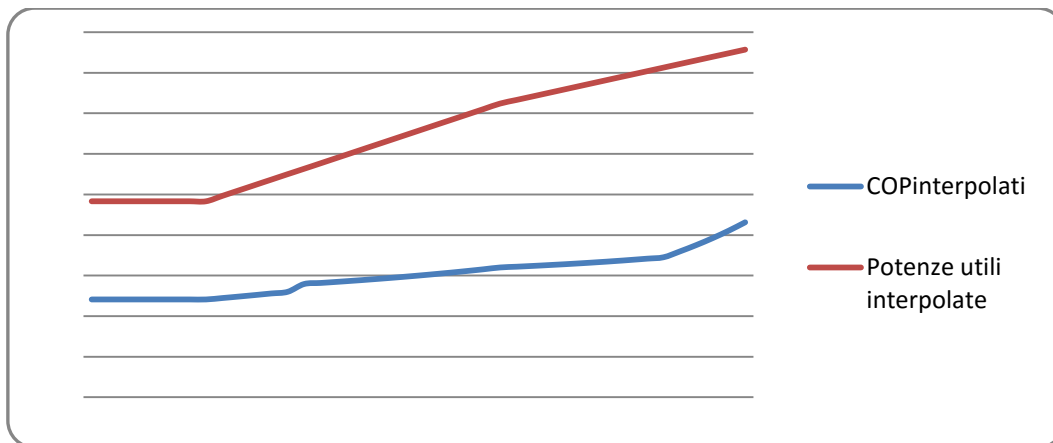


Figura 292 Interpolazione dei dati forniti per sorgente calda a temperatura costante

10.5.8 FATTORE CORRETTIVO DEL COP O DEL GUE IN BASE AL FATTORE DI CARICO CR

L'indice prestazionale di una pompa di calore subisce delle variazioni a seguito del grado di parzializzazione della macchina, ovvero quando questa deve soddisfare un carico minore della potenza massima. Si richiede pertanto un fattore correttivo per determinare le effettive prestazioni della pompa di calore. Tale fattore può essere ottenuto elaborando dei dati forniti dal costruttore o in base a dei modelli di calcolo di default qualora non si sia in possesso di dati forniti.

10.5.9 CALCOLO DEL FATTORE CORRETTIVO DAI DATI FORNITI DAL COSTRUTTORE

Tale metodo si applica a pompe di calore a compressione di vapore con azionamento elettrico del tipo aria/aria, aria/acqua, acqua/acqua quando siano disponibili i dati relativi al clima di riferimento. I dati richiesti sono:

- la temperatura di progetto del clima, che visto il caso in esame è relativa alla zona climatica B, in cui si trovano le provincie siciliane, e quindi -5°C ;
- il fattore di carico climatico (PLR) per le temperature di aria esterna nei tre punti considerati dalla norma ovvero -7°C (A), $+2^{\circ}\text{C}$ (B), $+7^{\circ}\text{C}$ (C), $+12^{\circ}\text{C}$ (D) calcolato assumendo la temperatura di progetto e un valore di temperatura di bilanciamento del carico pari a 16°C ;
- Temperatura del pozzo caldo costante a 35°C o 45°C ;
- COP nelle condizioni di parzializzazione A, B, C, D;
- Temperatura bivalente e potenza termica alla temperatura bivalente;
- Potenza termica utile a pieno carico $DC'(j)$ e corrispondente $COP'(j)$, nelle quattro condizioni di temperatura A, B, C, D dell'aria esterna, indicate con l'indice j -esimo (l'apice d'ora in poi indica i parametri riferiti alle condizioni di carico nominale $CR=1$).

La **temperatura bivalente** è quella temperatura della sorgente fredda alla quale la pompa di calore lavora con fattore di carico unitario nel soddisfare il carico dell'utenza.

Tale temperatura si ricava come punto di intersezione tra la curva che rappresenta la richiesta di energia dell'edificio e la curva che rappresenta la potenza termica della pompa di calore in un diagramma che abbia in ascissa le temperature e in ordinata la potenza termica in kW.

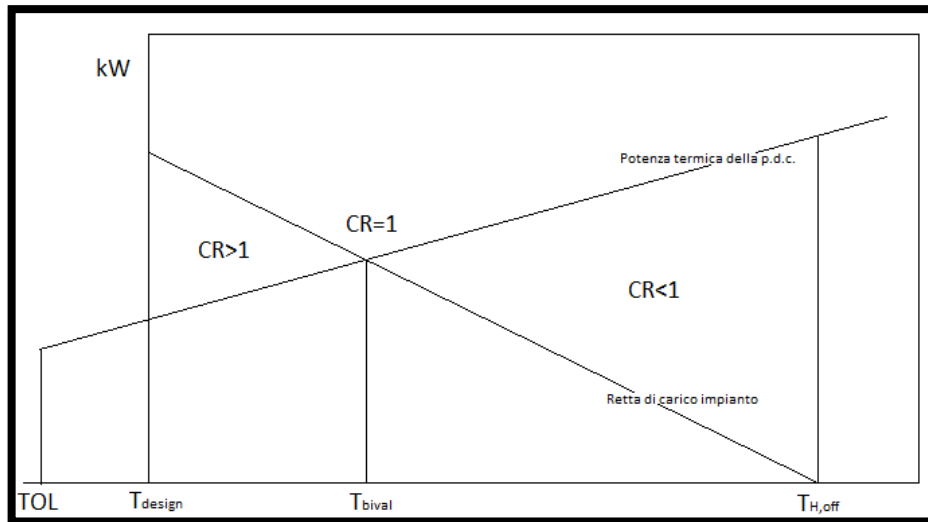


Figura 293: Determinazione grafica della temperatura bivalente (punto a CR=1)

Si assume quindi che per temperatura pari a quella bivalente (DC_{bival}) il fattore di carico sia unitario e si determina la potenza termica alla temperatura di progetto (per la zona climatica B in cui si trovano le provincie siciliane $T_{design}=5^{\circ}C$) come segue:

$$P_{design} = DC_{bival}/PLR = DC_{bival} \cdot [(T_{design} - 16)/(T_{bival} - 16)]$$

dove come già detto $16^{\circ}C$ è la temperatura di bilanciamento.

Si calcola quindi il fattore di carico della pompa di calore CR per ognuna delle quattro condizioni A, B, C, D con la formula

$$CR(j) = [PLR(j) \cdot P_{design}]/DC'(j)$$

Infine il fattore correttivo del COP al variare del fattore di carico sarà:

$$f_{COP(j)} = COP(j)/COP'(j)$$

Come facilmente intuibile dalla figura precedente per $T_{bivalente}$ il fattore di carico e il fattore correttivo sono pari a 1, mentre per valori della temperatura dell'aria inferiori i fattori di carico risultano maggiori di 1 e i fattori di carico pari a 1. Le coppie di punti $CR(j)$ e $f_{corr}(j)$ definiscono l'andamento del fattore correttivo al variare della temperatura della sorgente fredda da usare nella procedura di calcolo; anche qui per valori intermedi si prosegue mediante interpolazione lineare.

10.5.10 CALCOLO DEL FATTORE CORRETTIVO IN BASE A DEI MODELLI DI CALCOLO DI DEFAULT

In questo caso il fattore correttivo si determina in base ai dati dichiarati dal costruttore e delle formule fornite dalla norma in esame.

Per pompe di calore a compressione ad azionamento elettrico a potenza fissa con funzionamento on-off si distinguono i seguenti casi:

- pompe di calore aria/aria, acqua/aria

$$COP_{A,B,C,D} = COP_{DC} \cdot (-Cd \cdot (-CR))$$

- pompe di calore aria/acqua, acqua/acqua:

$$COP_{A,B,C,D} = COP_{DC} \cdot CR / (Cc \cdot CR + (1 - Cc))$$

in cui C_c è un fattore di correzione dichiarato. In mancanza di tale dato si suggerisce il valore

0.9.

Per pompe di calore modulanti, in mancanza di dati forniti dal costruttore, si assume un coefficiente correttivo unitario sino al carico CR=0.5 (o sino al valore minimo di modulazione) e al di sotto di tale valore di carico si procede come per il caso precedente.

Per pompe di calore ad assorbimento a fuoco diretto, non essendo ancora disponibili procedure di calcolo come nel caso delle pompe di calore a compressione, l'efficienza GUE a carichi parziali si calcola con la seguente relazione:

$$GUE_{corr} = GUE \cdot Cd$$

Dove Cd è il coefficiente correttivo che viene fornito di default.

Cd per unità ad assorbimento on-off										
CR	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
Cd	0.68	0.77	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.99	1	1
Cd per unità ad assorbimento modulanti										
CR	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
Cd	0.72	0.81	0.88	0.93	0.97	0.99	1	1	1	1

Tabella 32: Coefficienti di correzione del GUE ai carichi parziali per pompe di calore ad assorbimento

10.5.11 INTERVALLI DI CALCOLO

L'intervallo di calcolo assunto, come per i capitoli precedenti, è il mese. Tuttavia in alcuni casi la coppia di temperature medie della sorgente fredda e del pozzo caldo, riferita ad un intervallo di calcolo così grande, può non essere appropriato per effettuare una valutazione accettabile delle prestazioni della macchina.

Per questo motivo si introduce il *Bin*, un intervallo, di durata inferiore al mese, in cui la temperatura si mantiene ad un certo valore con una escursione massima di 1K. I Bin sono centrati su valori interi di temperatura ϑ_{bin} con scostamenti di più o meno 0.5 K da tale valore. Per ogni Bin si definisce $t_{bin,mese}$ che è il numero di ore con temperatura compresa nell'intervallo di definizione del Bin nel mese considerato. Per esempio $t_{10,5} = 30$ sta a indicare che nel mese di Maggio (5) la temperatura esterna è stata per 30 ore nell'intervallo tra 9,5 e 10,5°C.

10.5.12 METODO PER LA DETERMINAZIONE DEI BIN MENSILI

Questo metodo si basa sull'ipotesi di poter pensare l'andamento delle temperature nel mese pari a quello di una distribuzione normale che abbia valore medio paria alla temperatura media mensile ϑ_{mese} e scarto quadratico σ_{mese} dato da:

$$\sigma_{mese} = 1.8^{\circ}C + H_{mese} \cdot 0.16^{\circ}Cm^2/MJ + \Delta\sigma_{mese}$$

dove $H_{mese} = H_d + H_b$ cioè somma della radiazione diretta e di quella diffusa. I valori della radiazione e delle temperature sono ricavati dalle relative tabelle della norma UNI 10349. Come detto per gli altri sistemi di generazione, nel programma di calcolo implementato in Excel sono caricati i dati relativi alle provincie siciliane, secondo i prospetti di radiazione diretta e diffusa e temperature medie mensili.

La formula dello scarto quadratico medio tiene conto quindi della relazione tra ampiezza delle escursioni termiche giornaliere e il soleggiamento. La norma prevede inoltre una correzione allo scarto quadratico medio $\Delta\sigma_{mese} = \Delta\sigma_{max} \cdot k_{corr,\sigma,mese}$. Il valore di $k_{corr,\sigma,mese}$ vale 1 per il mese di gennaio, 0.5 per i mesi di febbraio e dicembre, mentre è nullo per gli altri mesi. Il valore di $\Delta\sigma_{max}$ si calcola con la seguente formula:

I valori di $\vartheta_{mese,01}$ e $H_{mese,01}$ sono quelli relativi al mese più freddo dell'anno, ovvero quello di gennaio. Il fattore densità di probabilità per la distribuzione normale che si vuole attribuire al Bin vale:

$$K_{bin,mese} = \frac{1}{\sigma_{mese} \cdot \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{\vartheta_{bin} - \vartheta_{mese}}{\sigma_{mese}} \right)^2} \cdot \Delta\vartheta_{bin}$$

La durata teorica del Bin è quindi data dalla formula:

$$t_{bin,mese,th} = K_{bin,mese} \cdot G_{mese}$$

La durata così calcolata è teorica dal momento che la distribuzione di probabilità si estende infinitamente. Ai fini del calcolo comunque essa viene troncata annullando le durate dei Bin inferiori all'1.5% della durata del mese e si ridistribuiscono le ore rimanenti con la seguente procedura:

- si calcola il numero minimo di ore sotto cui azzerare la distribuzione $t_{min,mese} = t_{mese} \cdot 0.015$;
- si azzerano i $t_{bin,mese,th}$ teorici che risultano inferiori a $t_{min,mese}$;
- si calcolano i valori definitivi di $t_{bin,mese}$ riscaldando alla durata effettiva del mese:

$$t_{bin,mese} = t_{mese} \cdot \frac{t_{bin,mese,th}}{\sum t_{bin,mese,th}}$$

10.5.13 PROCEDURA DI CALCOLO

Prima di effettuare i calcoli relativi alla determinazione del fabbisogno di energia utile si vuole schematizzare, per maggior chiarezza, il set di dati di cui bisogna disporre per implementare tale procedura.

- *Intervallo di calcolo: nel caso in cui si prelevi l'energia dall'aria esterna si prevede l'uso del Bin, negli altri casi si ricorre al mese;*
- *Temperatura della sorgente fredda nell'intervallo di calcolo: nel caso di aria esterna si assumono i dati mensili della norma UNI 10349, che sono stato caricati nel foglio di calcolo Excel, mentre per acqua, terreno o roccia si deve fare riferimento a dati di progetto (vedi tabella xx) o a dati pubblicati;*
- *Temperatura del pozzo caldo: coincide con le temperature di default (55°C) per la produzione dell'acqua calda o, nel caso di riscaldamento con condensatore ad espansione diretta, alla temperatura di progetto riportata nella parte 2 della UNI11300 (ovvero 20°C per edifici a destinazione d'uso civile abitazione);*
- *Fabbisogno di energia termica utile applicata alla pompa di calore nell'intervallo di calcolo: per la produzione di acqua calda sanitaria il fabbisogno è calcolato (come già visto nel caso di sistemi solari termici) in base alle prescrizioni della parte 2 della norma in esame, supponendo di poterlo ritenere proporzionale al numero di ore dell'intervallo considerato, mentre per il riscaldamento si richiede come input l'immissione di tale fabbisogno per i mesi di riscaldamento previsti dalla zona climatica di interesse;*
- *Potenza termica utile massima della pompa di calore: come detto si elaborano i dati in input richiesti, correggendo in funzione delle temperature e del fattore di carico;*
- *Ausiliari elettrici: se essi sono compresi nel confine energetico di definizione, il loro fabbisogno si considera compreso nel COP; eventuali ausiliari esterni devono essere valutati separatamente. Sono esterni gli ausiliari di captazione dell'energia dalla sorgente fredda qualora sia previsto un fluido termovettore e non l'espansione diretta, oppure pompe per la distribuzione ausiliaria.*

10.5.14 POMPE DI CALORE PER PRODUZIONE DI SOLA ACQUA CALDA SANITARIA

Per tutte le pompe di calore che forniscono questo servizio il periodo di attivazione è di 12 mesi l'anno (365 giorni) e si assume che l'impianto abbia un accumulo termico di tipo congruo.

Effettuato il calcolo dei Bin mensili, o nel caso sia previsto come intervallo di calcolo il mese considerando quest'ultimo come un unico Bin mensile, si scartano i Bin con temperatura della sorgente fredda inferiori alla temperatura di cut-off stabilita. Si calcola quindi la durata dei Bin rimanenti e si ripartisce il fabbisogno mensile in proporzione alle ore ottenute. In base alle temperature dei Bin e alla temperatura del pozzo caldo (prefissata per la produzione di acqua calda sanitaria a 55°C), si determinano le prestazioni corrispondenti della pompa di calore (potenza $\Phi_{bin,max}$ e COP_{Bin}).

A questo punto si calcola la durata teorica di funzionamento della pompa di calore per soddisfare il fabbisogno di per ACS del Bin:

$$t_{bin,mese,W,th} = Q_{W,bin,mese} / \Phi_{bin,max,W} \quad [h]$$

Nel caso in cui la durata così ottenuta sia maggiore di quella ottenuta con il metodo descritto al in precedenza, si assumono proprio le ore del Bin calcolate $t_{bin,j,mese}$.

L'energia termica utile prodotta nel Bin sarà quindi ottenibile dal prodotto della potenza disponibile alla data temperatura del Bin per il tempo di funzionamento richiesto.

$$Q_{W,out,bin} = \Phi_{bin,max} \cdot t_{bin,j,W,mese}$$

Successivamente si calcolano i fabbisogni di energia del Bin:

$$Q_{W,in,bin} = Q_{W,out,bin} / COP_{bin}$$

Oppure analogamente nel caso di pompe ad assorbimento:

$$Q_{W,in,bin} = Q_{W,out,bin} / GUE_{bin}$$

Infine sommando i rispettivi valori dei Bin si ottengono le produzioni complessive di energia termica utile mensile, il fabbisogno di energia elettrica della pompa di calore e il fabbisogno mensile di energia primaria, noti che siano i fattori di conversione in energia primaria dei vettori energetici considerati.

10.5.15 POMPE DI CALORE PER IL RISCALDAMENTO

Per questo tipo di pompe di calore la norma prevede una valutazione preliminare riguardante il dimensionamento dell'impianto. Nonostante la specifica tecnica in esame sia finalizzata alla sola verifica di parametri energetici, la verifica relativa alla progettazione in tal caso si rende necessaria per valutare il tipo di funzionamento della macchina. La pompa di calore può essere dimensionata per coprire il carico termico senza alcuna integrazione o per coprirlo parzialmente. In quest'ultimo caso la macchina funziona in modalità bivalente.

Alla temperatura corrispondente, detta appunto bivalente, il fattore di carico è pari ad 1 e il carico termico può essere soddisfatto o con funzionamento alternato, se la pompa di calore viene disattivata e il carico termico viene fornito totalmente dall'impianto integrativo che dovrà quindi essere dimensionato per tutto il carico, o con funzionamento parallelo, se alla temperatura bivalente, la pompa di calore e il sistema integrativo funzionano contemporaneamente.

Stabilito il tipo di funzionamento è possibile effettuare le valutazioni energetiche convenzionali. Nel caso sia prevista una ripartizione del fabbisogno mensile in Bin si procede come segue:

- si calcolano i gradi ora, in analogia ai gradi giorno definiti dalla legge 10/91, con riferimento alla durata effettiva di funzionamento dell'impianto e scartando i Bin con temperatura superiore a quella di cut-off per il riscaldamento degli ambienti:

$$GH_{bin,mese} = t_{bin,mese,ON} \cdot (\vartheta_{H,off} - \vartheta_{bin})$$

- si calcola l'energia per riscaldamento richiesta in uscita dalla pompa di calore per ciascun Bin:

$$Q_{H,hp,out,bin} = Q_{H,hp,out} \cdot \frac{GH_{bin,mese}}{\sum GH_{bin,mese}} \quad [Wh]$$

- si calcola la potenza richiesta per ciascun Bin alla pompa di calore:

$$\phi_{H,hp,out,bin} = \frac{Q_{H,hp,out,bin}}{t_{bin,mese,H}} \quad [W]$$

Per ciascun intervallo di calcolo si determina la potenza media:

$$\phi_{H,d,in,bin} = Q_{gn,out,bin}/t_{bin}$$

e il fattore di carico della macchina:

$$FC_{H,hp,th} = \frac{\phi_{H,hp,out,bin}}{\phi_{bin,max,H}}$$

In base al fattore di carico si possono presentare i seguenti casi:

- Il fattore di carico è maggiore di 1 con la temperatura della sorgente fredda maggiore di quella di cut-off minima. La pompa funziona a pieno carico ma non riesce a fornire la potenza richiesta e deve intervenire il sistema di integrazione.
- Il fattore di carico è pari a 1 e la macchina lavora a COP o GUE corrispondente alla temperatura bivalente.
- Il fattore di carico è minore di 1. La macchina riesce a soddisfare il fabbisogno ma deve lavorare in condizioni parzializzate.
- La temperatura della sorgente fredda è minore a quella di cut-off minima; la pompa di calore viene disattivata e l'energia termica richiesta deve essere interamente fornita dal sistema integrativo.

10.5.16 CALCOLO DEI FABBISOGNI DI ENERGIA

Il fabbisogno di energia in ingresso si ottiene in funzione del fattore di carico (di cui abbiamo visto come calcolare il fattore di correzione) e della temperatura della sorgente fredda. Si possono presentare i seguenti casi

- La macchina funziona al carico nominale. La produzione di energia termica utile si calcola come:

$$Q_{H,hp,out,bin(j)} = \phi_{H,hp,max,bin(j)} \cdot t_{H,h,bin(j)} \quad [Wh]$$

Mentre il fabbisogno di energia in ingresso è:

$$Q_{H,p,hp,in,bin(j)} = (\phi_{H,hp,max,bin(j)} \cdot t_{h,H,bin(j)})/COP'(j)$$

$$Q_{H,p,hp,in,bin(j)} = (\phi_{H,hp,max,bin(j)} \cdot t_{h,H,bin(j)})/GUE'(j)$$

Rispettivamente per pompe di calore a compressione di vapore e ad assorbimento.

- Il fattore di carico è minore di 1. La macchina lavora in regime parzializzato.

$$COP = f_{corr,COP} \cdot COP'$$

$$GUE = f_{corr,COP} \cdot GUE'$$

La produzione di energia termica utile della pompa di calore è:

$$Q_{H, hp, out, bin(j)} = \Phi_{H, hp, max, bin(j)} \cdot t_{H, h, bin(j)} \cdot \frac{CR(j)}{COP(j)} [Wh]$$

$$Q_{H, hp, out, bin(j)} = \Phi_{H, hp, max, bin(j)} \cdot t_{H, h, bin(j)} \cdot \frac{CR(j)}{GUE(j)} [Wh]$$

Per completare il calcolo non resta che estendere il calcolo su base mensile. Avremo quindi per l'energia termica utile al riscaldamento:

$$Q_{H, hp, out, mese} = \sum Q_{H, hp, out, bin(j)}$$

Ottenuto dalla precedente, mentre il consumo di energia della pompa di calore (per vettore energetico) si calcola:

$$Q_{H, p, hp, in} = Q_{H, p, hp, in, bin(j)}$$

10.5.17 ESEMPIO DI CALCOLO

Di seguito si riportano i dati relativi all'applicazione di un impianto con pompa di calore a compressione di vapore per la produzione di acqua calda sanitaria in un edificio. Si suppone una configurazione del tipo aria-acqua, per la quale, dovendo scegliere una località per assegnare i dati climatici, viene scelta la città di Enna.

Pompe di Calore
Uni 11300 parte 4

Celle di input:
 Celle di output: N.B. Non forzare
 Menu di selezione e dizione:

Tipo di impianto

Selezionare tipo di pompa di calore: Solo azionamento elettrico

Selezionare tipo di sorgente fredda:

Scegliere tipo di servizio da fornire:

Dati prestazionali

	7 °C	15 °C	20 °C	35 °C
COP	2,6	3	3,2	3,67
Potenza termica [kW]	5,5	6,57	7,24	8,57

SELEZIONATO Sorgente fredda (aria esterna)

Selezionare città:

SELEZIONATO Fabbisogni acs da default

Destinazione d'uso edificio:

Superficie utile [mq]:

Numero di utenze da servire:

Figura 294: Layout dei dati di ingresso dell'esempio di calcolo proposto

In figura oltre ai dati relativi al tipo di impianto, vengono visualizzati anche i dati prestazionali richiesti per il tipo di pompa di calore. Nel riquadro in basso a destra, imponendo la superficie utile, viene calcolato il fabbisogno in base al metodo di calcolo proposto nella parte 2 della norma in esame.

In figura sono visibili i risultati ottenuti dal metodo di calcolo. Nella prima riga i fabbisogni da soddisfare (celle bianche, ovvero di input), mentre nelle righe inferiori i risultati (celle gialle, ovvero

di output). Il foglio di calcolo visualizza quindi l'energia termica fornita, il grado di copertura del fabbisogno e l'energia elettrica richiesta, ovviamente funzione del COP.

Fabbisogni													
Acqua calda sanitaria richiesta													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	5.837,83	5.272,88	5.837,83	5.649,52	5.837,83	5.649,52	5.837,83	5.837,83	5.649,52	5.837,83	5.649,52	5.837,83	68.735,78
Acqua calda sanitaria prodotta													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	4.529,73	4.099,65	4.695,40	4.747,55	5.216,89	5.375,52	5.768,70	5.793,13	5.449,63	5.119,23	4.585,71	4.389,71	59.770,65
Risultati													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
Fabbisogno soddisfatto [%]	78%	78%	80%	84%	89%	95%	99%	99%	96%	88%	81%	75%	
Energia elettrica consumata													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	1.586,18	1.431,25	1.599,46	1.573,73	1.665,22	1.642,96	1.696,72	1.699,09	1.652,56	1.654,46	1.551,18	1.569,42	19.322,24

Figura 295: Layout dei risultati dell'esempio di calcolo proposto

Si ricordi che, nel caso di pompe di calore che prelevano energia dall'aria esterna, l'intervallo di calcolo è il Bin e quindi i vari risultati sono stati ottenuti dalla somma delle prestazioni effettive in tali intervalli per la durata degli stessi.

10.6 TELERISCALDAMENTO

Il teleriscaldamento è una forma di riscaldamento (di abitazioni, scuole, ospedali ecc.) che consiste, essenzialmente, nella distribuzione, attraverso una rete di tubazioni isolate e interrato, di acqua calda, acqua surriscaldata o vapore (*fluido termovettore*), proveniente da una grossa centrale di produzione, agli utilizzatori con successivo ritorno del fluido alla stessa centrale.

Le centrali di produzione possono sfruttare diversi combustibili per produrre il calore necessario: gas naturale, oli combustibili, carbone, biomassa o anche rifiuti. La produzione di calore può essere anche associata a quella di energia elettrica: in tal caso si parla di cogenerazione (vedi capitolo 7).

Nei tubi sotterranei corre acqua calda (90°C) o acqua surriscaldata (120°C) che giunge sino agli edifici allacciati per cedere il calore necessario all'acqua dell'impianto interno o direttamente all'ambiente interno attraverso uno scambiatore di calore acqua-acqua o vapore-acqua (generalmente a piastre) che in pratica sostituisce la caldaia.

10.6.1 EFFICIENZA DEL TELERISCALDAMENTO

Dal momento che deve servire un impianto centralizzato di enormi dimensioni, la centrale di teleriscaldamento è molto più efficiente di qualunque caldaia condominiale, non solo per le tecnologie più avanzate di cui fa uso, ma anche perché, mentre una piccola caldaia (specie se collegata a un solo appartamento) è sottoposta a diversi transitori di accensione e spegnimento al variare della richiesta di energia termica, in una caldaia più grande, che serve più utenti, le oscillazioni della domanda si compensano a vicenda permettendo un funzionamento del generatore continuo a potenze prossime alla nominale, il che aumenta di molto l'efficienza.

Inoltre, un grande impianto, anche dal punto di vista delle emissioni inquinanti, è controllato molto più di qualsiasi caldaia privata.

Perciò il teleriscaldamento, sostituendosi a molte caldaie inefficienti e inquinanti (e spesso sovradimensionate e quindi operanti con forti gradi di parzializzazione), può costituire un miglioramento energetico-ambientale superiore a quello, già notevole, calcolabile misurando semplicemente l'energia estratta.

La distanza delle stazioni di scambio termico rispetto alla centrale, oltre un certo limite di alcuni chilometri, comporta delle eccessive dispersioni di calore durante il tragitto, che non rendono più conveniente il teleriscaldamento dal punto di vista economico e termodinamico. In una configurazione tipica le dispersioni di calore ammontano circa al 13-16% del calore immesso nella rete. All'aumentare della distanza si possono rendere necessarie anche delle stazioni intermedie che aumentino la pressione e la temperatura dell'acqua.

L'utilizzo di questa tecnologia presenta notevoli vantaggi rispetto alle forme tradizionali di riscaldamento con utilizzo di gasolio, metano, gas di petrolio liquefatto che si possono riassumere come segue:

- **Sicurezza:** *l'acqua riscaldata non è un combustibile, non brucia e non presenta rischi di esplosione. La caldaia viene sostituita da uno scambiatore di calore e l'assenza di fiamme rende l'edificio più sicuro.*
- **Sicurezza (in termini di aerazione degli ambienti):** *non occorrono canne fumarie o altri accorgimenti per evitare che i gas di combustione rimangano nei locali in cui si abita (l'insufficiente ricambio d'aria è forse la principale e certamente la più subdola causa di incidenti domestici da gas).*
- **Assenza di manutenzione:** *con il teleriscaldamento l'utenza evita ogni costo di manutenzione significativo. Gli impianti di riscaldamento tradizionali, qualunque sia il combustibile utilizzato, necessitano di interventi manutentivi a cadenza perlomeno biennale (meglio se annuale), con revisione della caldaia e del bruciatore e pulizia dei condotti dei fumi;*
- **Durata del servizio di teleriscaldamento:** *per gli impianti di riscaldamento di tipo tradizionale, in base a caratteristiche locali, esiste un periodo stabilito di accensione regolato dalle norme; è inoltre fissato un numero massimo di ore/giorno per il funzionamento. Il teleriscaldamento offre la possibilità di funzionamento continuo, con l'avvertenza che nelle ore rimanenti, oltre a quelle per cui è prevista la accensione degli impianti tradizionali, occorre impostare una attenuazione della temperatura degli ambienti.*

10.6.2 TELERAFFRESCAMENTO

Una tecnologia che è in via di sviluppo è lo sfruttamento del calore per il teleraffrescamento tramite il ciclo frigorifero ad assorbimento. I condizionatori elettrici consumano elettricità per produrre calore; in questo modo si ha una degradazione di un'energia pregiata per ottenere la quale si è precedentemente degradata altra energia, generalmente in centrali termoelettriche il cui rendimento si aggira generalmente sul 40% e che disperdono nell'ambiente il resto dell'energia sotto forma di calore: si ha dunque un doppio spreco, perché da un lato non si sfrutta del calore prezioso, e dall'altro si spreca l'elettricità prodotta.

Pertanto, utilizzare direttamente una fonte di calore per produrre freddo costituisce un aumento dell'efficienza e un risparmio energetico, specie se il calore proviene da un impianto di teleriscaldamento che cede il calore di scarto di altri processi, come accade nella cogenerazione e nell'incenerimento.

10.6.3 SPECIFICA TECNICA

La norma in esame riguarda gli edifici allacciati alle reti urbane di teleriscaldamento. Tale rete è costituita dal sistema a rete, che comprende la centrale di generazione e la rete di distribuzione

sino al punto di consegna all'utenza, e la sottostazione di scambio termico, che rappresenta l'elemento di collegamento tra la rete primaria e l'utenza (rete secondaria).

Lo scambio può avvenire in modo diretto senza separazione idraulica tra primario e secondario, o indiretto se sono previsti uno o più scambiatori di calore.

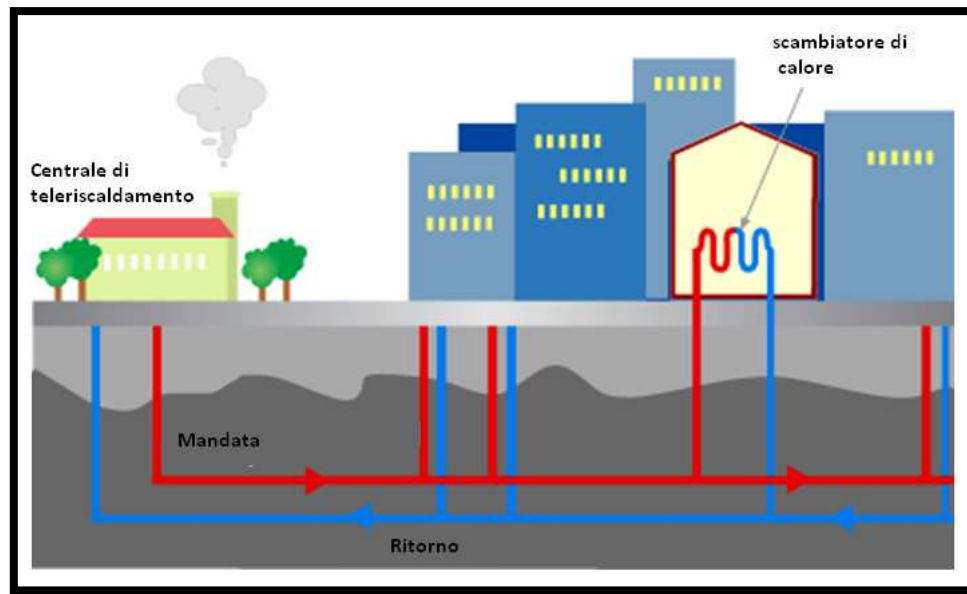


Figura 296: Schema di distribuzione mediante rete di teleriscaldamento

La norma permette di calcolare:

- *Le perdite termiche nella sottostazione di scambio termico;*
- *Il fabbisogno di energia termica che la rete deve rendere disponibile all'ingresso della sottostazione per soddisfare il fabbisogno dell'utenza (in uscita dalla sottostazione di scambio);*
- *Il fabbisogno di energia primaria della sottostazione.*

Il calcolo descritto riguarda, quindi, solo il tratto che va dal punto di consegna all'ingresso della sottostazione a quello di uscita dalla stessa. Devono pertanto essere disponibili i dati relativi alla potenza della rete, alla produzione di energia (tipo di combustibile, rendimento di combustione, perdite di distribuzione), al fabbisogno di energia termica dell'utenza.

Questi dati sono richiesti come input per la procedura di calcolo implementata in Excel. Il contatore di calore presente nella sottostazione misura l'energia termica fornita in ingresso allo scambiatore $Q_{ss,in}$, misurato in base alla portata d'acqua transitata nello scambiatore e al salto termico fra ingresso e uscita (lato rete primaria).

Il bilancio termico della sottostazione è quindi:

$$Q_{ss,out} = Q_{ss,in} - Q_{ss,lost,env} \quad [kWh] \text{Equation Chapter 6 Section 1}$$

Per cui l'energia termica disponibile al secondario è data dalla differenza tra l'energia scambiata al primario meno le perdite di energia dispersa in ambiente dalla sottostazione. E' possibile recuperare una quota parte di questa in modo che l'energia disponibile diventi:

$$Q'_{ss,out} = Q_{ss,out} + Q_{ss,rec} \quad [kWh]$$

Di seguito sono riportati i procedimenti per il calcolo dei singoli termini energetici.

Figura 297: Layout dati richiesti per il calcolo delle potenze in uscita dalla sottostazione di scambio termico

10.6.4 PERDITE DI POTENZA TERMICA DELLA SOTTOSTAZIONE

Se viene fornito il fattore di perdita k_{ss} della sottostazione la potenza dispersa si calcola facilmente con la formula:

$$\phi_{ss,lost,env} = k_{ss} \cdot (\vartheta_{ss,w,avg} - \vartheta_{a,ss})/1000 \quad [kW]$$

In cui, k_{ss} esprime la perdita di potenza termica per grado di temperatura e quindi espresso in [W/K], $\vartheta_{ss,w,avg}$ è la temperatura media in [°C] del fluido tra mandata e ritorno del circuito primario dello scambiatore (dati di default forniti nella tabella) e $\vartheta_{a,ss}$ è la temperatura dell’ambiente in cui è installata la sottostazione [°C].

Temperature fluido termovettore al primario	
Rete ad acqua calda a bassa temperatura	70°C
Rete ad acqua surriscaldata	90°C

Tabella 33: Temperatura di default per tipo di rete di distribuzione

Se il fattore di perdita k_{ss} non viene fornito si valuta la percentuale di potenza termica persa con la relazione:

$$P_{ss,env} = (c_2 - c_3 \cdot \text{Log}(\phi_{ss})) \cdot \frac{(\vartheta_{ss,w,avg} - \vartheta_{a,ss})}{(\vartheta_{ss,w,rif} - \vartheta_{a,rif})} \quad [\%]$$

n cui i valori dei coefficienti c_2 e c_3 sono riportati in tabella seguente, ϕ_{ss} è la potenza della sottostazione [kW], $\vartheta_{ss,w,rif}$ è la temperatura di riferimento del fluido termovettore e $\vartheta_{a,rif}$ è la temperatura di riferimento del locale in cui è installata la sottostazione di scambio.

Coefficiente	c_2	c_3
		2.24
Temperatura media di riferimento $\vartheta_{ss,w,rif}$	85	
Temperatura media di riferimento $\vartheta_{a,rif}$	20	

Tabella 34: Valori dei coefficienti e delle temperature di riferimento per calcolo perdite

La quota di potenza termica che si può recuperare è invece:

$$\phi_{ss,rec} = (1 - k_{ss,env}) \cdot \phi_{ss,lost,env} \quad [kW]$$

$k_{ss,env}$ fattore di recupero fornito dalla norma.

Ubicazione della sottostazione	$k_{ss,env}$	$\vartheta_{a,rif}$	$\vartheta_{a,ss}$
Sottostazione in centrale termica	0.3	20	15
Sottostazione in ambiente riscaldato	0	20	20
Sottostazione all'esterno	1	20	T media est.

Tabella 35: Fattori di correzione per il calcolo delle perdite in sottostazione

Come per le altre tecnologie, in caso di richiesta di dati climatici, si fa riferimento alla norma UNI 10349. In particolare, nel foglio di calcolo Excel sono presenti i dati relativi alle province siciliane.

Dall'interfaccia è possibile selezionare la città e il programma eseguirà i calcoli con i dati relativi. Le perdite di energia si ricavano tenendo presente il numero di ore di attivazione dell'impianto durante il periodo di calcolo.

$$Q_{ss,lost,env} = \phi_{ss,lost,env} \cdot t_{ss} \quad [kWh]$$

Analogamente nel caso si recuperi parte del calore perso verso l'ambiente si ha:

$$Q_{ss,rec} = \phi_{ss,rec} \cdot t_{ss} \quad [kWh]$$

Si fa notare che non si considerano fabbisogni di energia di ausiliari.

La circolazione nel circuito primario viene, infatti, garantita dalla rete di teleriscaldamento mentre la circolazione sul secondario è realizzata con pompa presente nella sottostazione che è già computata nei dati forniti dal costruttore della stessa stazione di scambio termico.

Qualora questo non fosse vero, è possibile inserire il fabbisogno degli ausiliari nel foglio di calcolo e il loro contributo verrà computato automaticamente.

Il fabbisogno di energia richiesto quindi alla rete di teleriscaldamento risulta:

$$Q_{ss,in} = Q_{d,in} + Q_{ss,lost,env} + Q_{ss,rec} \quad [kWh]$$

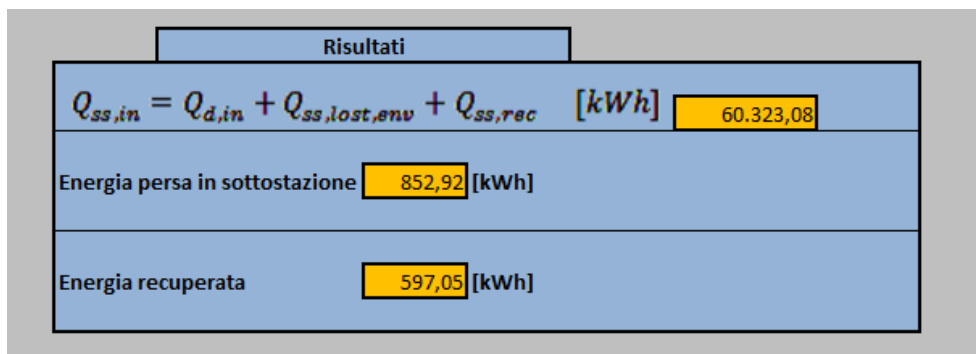


Figura 298: Layout relativo ai risultati per l'esempio di calcolo proposto

Per valutare il fabbisogno di energia primaria richiesto alla rete bisogna conoscere il fattore di conversione dell'energia termica in energia primaria che dipende ovviamente dal tipo di centrale termica e dai combustibili utilizzati e si ricava con la seguente relazione:

$$f_{p,tel} = (\sum f_{p,i} \cdot Q_{p,i,in} - \sum f_{p,i} \cdot Q_{i,exp}) / \sum Q_{i,ss,in}$$

- $\sum f_{p,i} \cdot Q_{p,i,in}$ è la somma dell'energia primaria consumata dal sistema durante il periodo di calcolo scelto;
- $\sum f_{p,i} \cdot Q_{i,exp}$ è la somma dell'energia primaria esportata dal sistema durante lo stesso periodo di tempo.

Infine è possibile calcolare il fattore di emissione di CO₂ con la seguente formula:

$$f_{CO_2,tel} = (\sum f_{CO_2,i} \cdot Q_{i,p,in} - \sum f_{CO_2,i} \cdot Q_{i,exp}) / \sum Q_{i,ss,in}$$

Fattore di conversione dell'energia termica in energia primaria		Numero di centrali
Inserire somma potenze consegnate alle utenze	<input type="text" value="32000"/> [kW]	<input type="text" value="2"/>
Inserire potenza della centrale termica	<input type="text" value="40000"/> [kW]	<input type="text" value="20000"/> [kW]
Inserire fattore di conversione in energia primaria	<input type="text" value="1"/> fp	<input type="text" value="1"/> fp
Inserire potenza esportata dal sistema non consegnata	<input type="text" value="8000"/> [kW]	<input type="text" value="2000"/> [Kw]
$f_{p,tel} = (\sum f_{p,i} \cdot Q_{p,i,in} - \sum f_{p,i} \cdot Q_{i,exp}) / \sum Q_{i,ss,in}$		<input type="text" value="1,56"/>

Calcolo del fattore di emissione di CO2		
	Prima centrale	Seconda centrale
Selezionare tipo di combustibile	<input type="text" value="Gas naturale"/>	<input type="text" value="GPL"/>
$f_{CO_2,tel} = (\sum f_{CO_2,i} \cdot Q_{i,p,in} - \sum f_{CO_2,i} \cdot Q_{i,exp}) / \sum Q_{i,ss,in}$		<input type="text" value="0,33"/>

Figura 299: Layout relativo al calcolo dei fattori di conversione in energia primarie e di emissione di CO2.

10.7 COGENERAZIONE

La cogenerazione, nota anche come CHP (Combined Heat and Power), è la produzione congiunta e contemporanea di energia elettrica (o meccanica) e calore utile da una singola fonte energetica, attuata in un unico sistema integrato. La cogenerazione, utilizzando il medesimo combustibile per una produzione combinata, mira ad un più efficiente utilizzo dell'energia primaria, con relativi risparmi economici soprattutto nei processi produttivi laddove esista una forte contemporaneità tra prelievi elettrici e prelievi termici.

Generalmente i sistemi CHP sono formati da un motore primario, un generatore, un sistema di recupero termico ed interconnessioni elettriche. Il motore primario è un qualunque motore utilizzato per convertire il combustibile in energia meccanica, il generatore la converte in energia elettrica, mentre il sistema di recupero termico raccoglie e converte l'energia contenuta negli scarichi del motore primario, in energia termica utilizzabile.

La produzione combinata può incrementare l'efficienza di utilizzo del combustibile fossile fino ad oltre l'80%; a ciò corrispondono minori costi e minori emissioni di inquinanti e di gas ad effetto serra rispetto alla produzione separata di elettricità e di calore.

A differenza delle centrali elettriche, la cogenerazione ha natura distribuita e si realizza mediante piccoli impianti che sono in grado di generare calore ed elettricità per grandi strutture (es. ospedali, alberghi ecc.) o piccoli centri urbani.

La combustione nelle piccole centrali a cogenerazione raggiunge risparmi fino al 40% nell'utilizzo delle fonti primarie di energia. La seguente figura illustra schematicamente il confronto tra la produzione convenzionale e quella combinata; nel caso della produzione combinata il rendimento totale risulta più elevato, anche supponendo, cautelativamente, che il rendimento elettrico sia più basso.

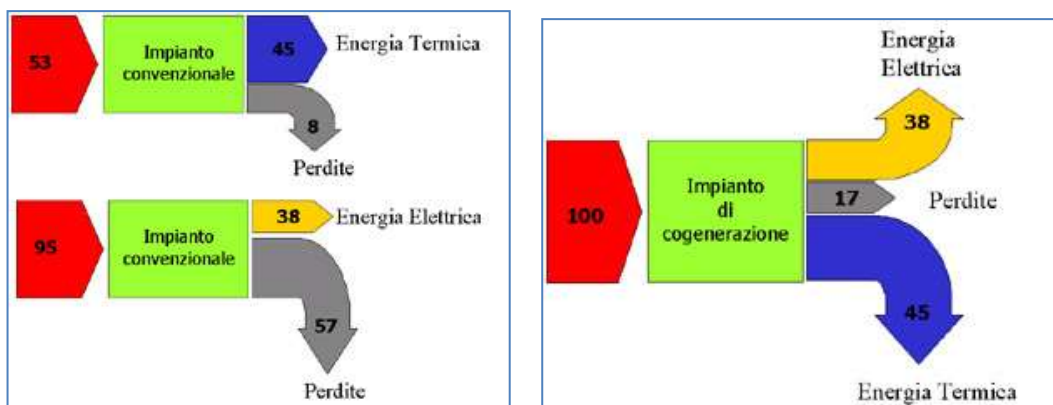


Figura 300: **Produzione separata di energia termica ed elettrica produzione in Cogenerazione**

Come si nota, per ottenere le stesse quantità di Energia Elettrica e Termica bisogna introdurre nell'impianto 148 unità nella produzione separata contro le 100 nella produzione in cogenerazione.

Un sistema CHP con processi di produzione termici ed elettrici richiede il 35% in meno di carburante rispetto alla configurazione separata di produzione di energia elettrica e termica.

10.7.1 EFFICIENZA DI UN IMPIANTO DI COGENERAZIONE

L'efficienza rappresenta il principale beneficio dei sistemi CHP rispetto agli altri sistemi. L'EPA (Environmental Protection Agency) definisce **efficienza semplice** di un singolo impianto il rapporto tra l'output elettrico netto e la quantità di combustibile consumato. Altro parametro per misurare l'efficienza semplice di un impianto è la **quantità di calore**, definito come il rapporto tra i BTU (**British thermal unit**) di combustibile consumato e i kWh prodotti. Dato che i sistemi di cogenerazione producono sia energia elettrica sia calore, la loro efficienza totale è data dalla somma dell'output elettrico netto e termico diviso il combustibile impiegato.

Sia l'efficienza semplice che quella totale vengono solitamente espresse in termini percentuali. L'EPA usa preferibilmente un'altra definizione di efficienza nota come "efficacia nell'utilizzazione di combustibile", data dal rapporto tra l'output elettrico netto e il consumo di combustibile netto (che non tiene conto del combustibile usato per produrre energia termica utilizzabile, calcolato assumendo un'efficienza specifica della caldaia dell'80%). Il reciproco di questo rapporto è la **quantità netta di calore**.

10.7.2 TIPOLOGIE DI IMPIANTI COGENERATIVI

Il più comune esempio di impianto cogenerativo è quello realizzato con turbogas/motore alternativo e caldaia a recupero. I fumi del turbogas o del motore alternativo vengono convogliati attraverso un condotto fumi nella caldaia a recupero. I fumi in caldaia permettono di produrre acqua calda, vapore saturo o vapore surriscaldato.

Solitamente si utilizza:

- *acqua calda per scopi di riscaldamento;*
- *vapore saturo per utenze industriali;*
- *vapore surriscaldato per turbine a vapore e utenze.*

In definitiva si ha produzione di energia elettrica attraverso l'alternatore accoppiato al turbogas ed eventualmente attraverso l'alternatore accoppiato al turbovapore e produzione di energia termica sotto forma di vapore, sfruttato poi dalle utenze connesse. In presenza di turbovapore si ottiene un ciclo combinato in cui la dispersione energetica è minima e consiste, in maggior parte, nel calore riversato in atmosfera dai fumi in uscita dalla caldaia a recupero.

10.7.3 VANTAGGI DELLA COGENERAZIONE

Il primo vantaggio della cogenerazione è evidentemente economico: un impianto cogenerativo correttamente dimensionato consente elevati risparmi energetici dell'ordine del 25-40%, ed un pay-back dell'investimento intorno ai 36-50 mesi.

La cogenerazione consente di ottenere rendimenti di Primo Principio $\eta=(Q_{el}+Q_{ter})/Q_{comb}$ pari al 70-85%, valore notevole se confrontato col 50-60% degli impianti nuovi a ciclo combinato per la sola produzione di elettricità. Oltre al beneficio derivante dal miglior uso del combustibile rispetto alla generazione termoelettrica tradizionale, la presenza di un impianto di cogenerazione ben dimensionato consente di aumentare la sicurezza della fornitura elettrica e di migliorare la qualità, proteggendo da interruzioni e cali di tensione.

Le proprietà particolari della cogenerazione, sia sotto il profilo energetico che ambientale, sono ormai ampiamente riconosciute ed incentivate, sia nell'ambito della Comunità Europea che nello stesso quadro legislativo italiano.

Il 7 febbraio 2007 è stato approvato in via definitiva dal Consiglio dei Ministri un decreto in attuazione della direttiva europea 2004/8/Ce per promuovere la cogenerazione ad alto rendimento. Il decreto conferma per la cogenerazione ad alto rendimento il regime di sostegno previsto dal decreto Bersani del '99 n.79 che prevedeva per la cogenerazione sia la priorità di dispacciamento, sia l'esenzione dall'obbligo (previsto per produttori e importatori di energia elettrica) di immettere in rete una certa percentuale di energia elettrica da fonti rinnovabili o di acquistare in proporzione certificati verdi sul mercato.

Lo schema prevede, inoltre, una riorganizzazione dei criteri per l'assegnazione dei certificati bianchi alla cogenerazione ad alto rendimento tale da renderla più appetibile. Attualmente uno dei sistemi allo studio per incentivare la cogenerazione ad alto rendimento potrebbe essere la maggiore durata/quantità dei certificati bianchi emessi a favore di chi produce in cogenerazione ad alto rendimento, consentendogli così di ottenere maggiori ricavi dalla vendita sul mercato dei certificati, tali da recuperare più velocemente i costi di investimento.

Sempre con questo decreto ministeriale sarà inoltre prevista l'estensione graduale del diritto di accesso ai certificati bianchi anche a soggetti diversi da quelli previsti dalla attuale disciplina che sono i distributori di energia elettrica e gas, oltre che le società operanti nel settore dei servizi energetici comprese le imprese artigiane. Il decreto legislativo approvato il 7 febbraio prevede, inoltre, il servizio di scambio sul posto per l'elettricità prodotta da impianti di cogenerazione ad alto rendimento con potenza nominale non superiore a 200 kW.

Attualmente, invece, il servizio di scambio sul posto si applica agli impianti di produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili con potenza non superiore a 20 kW. Lo "scambio sul posto" consente a un consumatore di energia elettrica che contemporaneamente produce energia tramite la cogenerazione di immettere in rete l'energia prodotta e non consumata.

Un'azione che permette al soggetto di pagare solo la differenza tra l'energia consumata e quella immessa in rete. Nel caso in cui l'energia immessa in rete è superiore a quella consumata, il cliente ha, quindi, diritto ad un equivalente credito di energia elettrica da utilizzare successivamente.

10.7.4 SPECIFICA TECNICA

Mediante la normativa in esame è possibile determinare la produzione di energia termica utile e di energia elettrica delle unità cogenerative e il corrispondente fabbisogno di energia primaria. Per l'applicazione delle metodologie di calcolo implementate è necessario che le unità cogenerative siano connesse in parallelo alla rete pubblica (quindi escludendo i cosiddetti impianti ad isola), che la regolazione sia solo in funzione del carico termico da soddisfare (modalità termico segue) e che

non siano previsti sistemi di dissipazione del calore ovvero che tutta l'energia termica prodotta sia effettivamente utilizzata.

Si escludono da tale procedura di calcolo gli impianti serviti da unità cogenerative destinati a produrre energia termica e meccanica (per esempio pompe di calore azionate da motori endotermici).

Le unità cogenerative possono essere classificate in base a molti parametri tra i quali, ai fini della metodologia di calcolo descritta, si enunciano:

- *tipologia di motore primo (motore a combustione interna, turbina a gas, altro);*
- *modalità di funzionamento (senza modulazione del carico tipo on-off, con modulazione del carico dalla potenza nominale alla minima possibile);*
- *presenza o meno dell'accumulo termico inerziale;*
- *composizione dell'unità cogenerativa (una o più unità in cascata con accensione in sequenza nell'ordine di priorità stabilito).*

Si richiede inoltre di specificare i confini del sottosistema cogenerativo, i riferimenti per i dati di ingresso, la definizione dell'intervallo di calcolo e la valutazione del sistema di accumulo inerziale.

I confini del sottosistema comprendono le unità di cogenerazione e l'eventuale sistema di accumulo inerziale. Gli ausiliari dipendenti, alimentati dal generatore elettrico, sono chiaramente inclusi dal momento che le curve prestazionali ne tengono già conto. I generatori integrativi, nonché gli ausiliari indipendenti, sono considerati inclusi solo se integrati nel sottosistema fornito dal fabbricante, altrimenti vanno considerati a parte.

I dati di ingresso per il calcolo sono:

- *i dati climatici (caricati nel foglio di calcolo Excel e relativi alla norma UNI 10349);*
- *i fabbisogni di energia termica utile per riscaldamento, acqua calda sanitaria e raffrescamento mediante unità ad assorbimento (parte 1 e 3 della norma in esame);*
- *l'intervallo di calcolo (mese);*
- *i dati prestazionali della sezione cogenerativa.*

10.7.5 VERIFICA DEL DIMENSIONAMENTO DEI SISTEMI DI ACCUMULO INERZIALE

Il primo passo da seguire per verificare le caratteristiche del sistema cogenerativo riguarda il sistema di accumulo. Un sistema di accumulo termico inerziale elimina o riduce la necessità di una coincidenza puntuale tra la potenza termica erogata e la richiesta in ingresso al sistema di distribuzione. Le prestazioni nelle effettive condizioni di esercizio saranno quindi influenzate dal corretto dimensionamento di tale sistema.

La specifica fornisce un criterio per dimensionare il sistema di accumulo inerziale e definisce un indice di congruità che verrà calcolato in seguito. Si valutano prima le perdite del sistema di accumulo $Q_{CG,lost,s,mese}$, per la cui procedura si rimanda al capitolo relativo ai sistemi solari termici. Tali perdite andranno ad incrementare il fabbisogno di energia termica richiesto in ingresso alla distribuzione.

Si procede definendo il dimensionamento congruo del sistema di accumulo calcolando la capacità di accumulo termico utile $Q_{CG,s,design}$ in funzione dei fabbisogni di energia termica. Dal momento che l'intervallo di calcolo è il mese, anche tale verifica sarà effettuata sullo stesso periodo. Tenendo inoltre presente che la sezione cogenerativa può essere sottodimensionata rispetto alle richieste medie in ingresso al sistema di distribuzione, il dimensionamento congruo del sistema di accumulo può essere inferiore. Si definisce quindi $Q_{CG,s,design}$ come il minimo tra le seguenti coppie di valori:

- *nella stagione di riscaldamento:*

$$Q_{CG,s,design} = \min \left\{ 0.25 \cdot Q_{H.d.in,avg,giorno} + 0.29 Q_{W.d.in,avg,giorno}; 3h \cdot \sum \phi_{CGi,ter,nom,ou} \right\}$$

- *fuori dalla stagione di riscaldamento:*

$$Q_{CG,s,design} = \min \left\{ 0.4 \cdot Q_{C,ass,in,avg,giorno} + 0.29 Q_{W,d,in,avg,giorno}; 4h \cdot \sum \phi_{CGi,ter,nom,out} \right\}$$

Per la verifica occorre tener presente la temperatura di ritorno dalla distribuzione e la temperatura massima in uscita dall'unità di cogenerazione che sono richieste come dati di input nel foglio di calcolo implementato.

$$Q_{CG,s} = \rho \cdot V \cdot c_p \cdot (T_{CG,out,max} - T_{d,out,avg}) / 3600 \quad [\text{kWh}]$$

L'indice di congruità α è definito così:

$$\alpha = Q_{CG,s} / Q_{CG,s,design}$$

In base al valore di α si può avere:

- *se $\alpha > 1$ l'accumulo è sovradimensionato ma si assume come congruo;*
- *se $\alpha = 1$ l'accumulo è perfettamente congruo;*
- *se $0 < \alpha < 1$ l'accumulo è presente ma non congruo.*

Dal momento che la richiesta di energia termica è variabile nei diversi periodi di calcolo (mese), l'indice di congruità non potrà essere pari ad uno per tutto l'arco dell'anno quindi, qualora si volesse avere un dimensionamento sempre congruo ($\alpha \geq 1$), esso andrebbe verificato per la richiesta più gravosa.

10.7.6 METODI DI CALCOLO

La specifica tecnica propone due metodi di calcolo che possono essere seguiti in ragione delle diverse condizioni di funzionamento dell'impianto di cogenerazione. In particolare per sezioni dimensionate per funzionare a carico nominale, ossia a punto fisso senza modulazione del carico, si utilizza il metodo detto del "contributo frazionale", mentre per le sezioni la cui potenza termica nominale è maggiore del fabbisogno termico, ovvero funzionanti a carico variabile con modulazione del fattore di carico si propone il metodo detto del "profilo di carico mensile".

10.7.7 METODO DEL CONTRIBUTO FRAZIONALE MENSILE

La sezione cogenerativa, composta da singola unità o da più unità in cascata, deve funzionare a carico nominale, ossia a punto fisso e senza modulazione del carico, con accensione e spegnimento determinate da una regolazione che dipende dal carico termico. Inoltre l'impianto deve essere sprovvisto di by-pass dei fumi e/o di dissipazione. I dati prestazionali del sottosistema di generazione nelle condizioni nominali devono essere quelli forniti dal costruttore eventualmente corretti secondo quanto riportato in seguito.

L'energia termica prodotta su base mensile $Q_{CG,ter,out,mese}$ può essere utilizzata per riscaldamento degli ambienti o post-riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria o come vettore energetico per alimentare un processo di raffrescamento ad assorbimento, ovvero per produzione di acqua refrigerata.

L'energia termica utile prodotta complessivamente si determina mediante l'equazione:

$$Q_{CG,ter,out} = X_{H,W,CG} \cdot Q_{H,W,d,in} + X_{C,ass,in} \cdot Q_{C,ass,in} \quad [Wh]$$

dove $Q_{H,W,d,in}$ rappresenta il fabbisogno di energia per riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria e $Q_{C,ass,in}$ quello delle unità ad assorbimento. $X_{C,ass,in}$ è la frazione di energia termica erogata dalla stazione cogenerativa per la produzione di acqua calda destinata alla funzione di vettore energetico per le unità ad assorbimento; solitamente $X_{C,ass,in}$ si assume di valore unitario dal momento che la produzione di acqua refrigerata con sistemi ad assorbimento alimentati da

generatori di calore tradizionali a fiamma risulta meno conveniente rispetto ad un'integrazione mediante gruppi frigoriferi a compressione di gas e azionamento elettrico. In altre parole si preferisce alimentare completamente le unità ad assorbimento con cascate termico recuperato dal sistema cogenerativo. $X_{H,W,CG}$ risulta, quindi, la frazione termica residua. Il valore di $X_{H,W,CG}$ viene ricavato come riportato in seguito dopo aver verificato la congruità del sistema di accumulo termico inerziale.

10.7.8 CALCOLO DELLA FRAZIONE COGENERATA

La frazione cogenerata si ricava dalla tabella seguente in funzione della presenza o meno del sistema di accumulo inerziale, del numero di unità in cascata con uguali caratteristiche prestazionali e dal parametro $\beta_{H,W}$ definito come:

$$\beta_{H,W} = \phi_{CG,ter,out,nom} / \left(\frac{Q_{d,in,mese}}{24 \cdot G_{mese}} \right)$$

in cui $Q_{d,in,mese}$ è la potenza nominale complessiva del sistema cogenerativo e G_{mese} sono i giorni del mese considerato.

Contributi frazionali	Xcg			
	$\alpha=0$			$\alpha \geq 1$
β	1	2	3	4
<0,006	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,600-0,625	0,600	0,600	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,626-0,650	0,605	0,600	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,651-0,700	0,610	0,609	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,701-0,750	0,615	0,615	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,751-0,800	0,62	0,620	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,801-0,900	0,609	0,630	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,901-0,950	0,597	0,640	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
0,951-1,000	0,480	0,650	$\beta_{H,W}$	$\beta_{H,W}$
1,001-1,250	0,285	0,700	0,744	1
1,251-1,500	0,242	0,710	0,751	1,000
1,501-1,750	0,198	0,720	0,757	1,000
1,751-2,000	0,165	0,600	0,764	1,000
2,001-2,500	0,090	0,500	0,770	1,000
2,501-3,000	-	0,400	0,731	1,000
3,001-4,000	-	0,300	0,693	1,000
4,001-5,000	-	0,263	0,654	1,000
5,001-6,000	-	0,227	0,616	1,000
6,001-7,000	-	0,190	0,577	1,000
7,001-8,000	-	-	0,539	1,000
8,001-9,000	-	-	0,500	1,000
>9,000	-	-	-	-

Tabella 36: Contributi frazionali per il calcolo della frazione cogenerata

Per sottosistemi senza accumulo inerziale ($\alpha=0$) si utilizzano le colonne 1, 2 e 3 rispettivamente se la sezione cogenerativa è costituita da 1, 2 o 3 unità di produzione. La colonna 4 si utilizza nel caso sia presente il sistema di accumulo inerziale congruo ($\alpha \geq 1$). Se dalla verifica del dimensionamento del sistema di accumulo esso risulti non congruo si provvede a determinare un contributo frazionale fittizio calcolato come media pesata (con peso l'indice α) come segue:

$$X_{CG} = X_{CG,\alpha=0} \cdot (1 - \alpha) + \alpha \cdot X_{CG,\alpha \geq 1}$$

Tornando al fabbisogno di energia termica per le unità di assorbimento, bisogna conoscere il valore del rendimento medio mensile di tale sistema in modo da poter calcolare l'energia termica, da fornire, dalla richiesta di energia destinata al raffrescamento, ovvero:

$$Q_{HR,ass,in} = Q_{C,ass,in} / \eta_{ass}$$

Il valore del rendimento medio mensile η_{ass} viene fornito dal fabbricante. In alternativa, per assorbitori a bromuro di litio con torre evaporativa per il raffreddamento, la norma propone che il rendimento si possa ottenere dalla relazione seguente:

$$\eta_{ass} = \eta_{ass,base} + C$$

I valori da inserire nella precedente equazione sono riportati nella seguente tabella-.

valore di base	valori di C						
	Temperatura ingresso acqua al condensatore [°C]		Temperatura acqua calda [°C]	Temperatura mandata fluido refrigerato [°C]			
	27-29	30-32		7	8-9	10-11	>12
0,5	0,03	0	80-84	0	0,01	0,02	0,04
			85-89	0,5	0,06	0,06	0,07
			90-95	0,1	0,11	0,12	0,13
			>95	0,13	0,14	0,16	0,17

Tabella 37: Fattori per il calcolo del rendimento medio mensile per unità ad assorbimento

10.7.9 FABBISOGNO DI ENERGIA PER LA COMBUSTIONE

Il fabbisogno mensile di energia per la combustione si ricava, noto il rendimento termico nominale $\eta_{ter,CG}$ con la formula:

$$Q_{CG,p,in} = Q_{CG,ter,out} / \eta_{CG,ter}$$

Analogamente la produzione di energia elettrica può essere ottenuta conoscendo il rendimento elettrico netto nominale $\eta_{CG,el}$ della sezione cogenerativa:

$$Q_{CG,el,out} = Q_{CG,p,in} \cdot \eta_{CG,el}$$

Dal momento che, per la procedura di calcolo fin qui descritta, si ipotizza un funzionamento a carico nominale della stazione cogenerativa, sarà richiesta, per soddisfare l'intero fabbisogno energetico, un'integrazione mediante altri generatori di calore non preferenziali. Il fabbisogno residuo si ottiene ovviamente come differenza tra richiesta dell'utenza e energia fornita dal sistema cogenerativo, ovvero:

$$Q_{gn,nopref,out} = Q_{H,d,in} + Q_{W,d,in} + Q_{C,d,in} - Q_{CG,gen,out}$$

Si possono adesso calcolare le prestazioni su base annua, che saranno date la somma dei singoli contributi mensili.

$$Q_{CG,ter,out,anno} = \sum Q_{CG,ter,out,mese} \quad [Wh]$$

$$Q_{CG,el,out,anno} = \sum Q_{CG,el,out,mese} \quad [Wh]$$

$$Q_{CG,p,in,anno} = \sum Q_{CG,p,in,mese} \quad [Wh]$$

Così come visto nelle precedenti equazioni si possono ottenere i fabbisogni annui che devono essere soddisfatti da parte dei sistemi di integrazione non cogenerativa.

10.7.10 METODO DEL PROFILO DEL GIORNO MENSILE

Le ipotesi per poter applicare questo metodo di calcolo sono:

- *Sezione cogenerativa che lavori seguendo il carico termico richiesto;*
- *Assenza di dissipazione di calore ad eccezione del by-pass sul recupero fumi;*
- *Conoscenza delle prestazioni delle unità di cogenerazione in funzione del fattore di carico (potenza termica, elettrica e primaria dalla potenza nominale alla minima possibile), delle temperature di ingresso ed uscita dell'acqua di raffreddamento e dati climatici dell'ambiente di riferimento.*

10.7.11 DETERMINAZIONE DEL PROFILO DI CARICO DEL GIORNO TIPO MENSILE

Il primo passo per implementare la procedura di calcolo è quello di determinare, per ciascun intervallo di calcolo (mese), la quantità di energia richiesta nel giorno tipo del mese di riferimento in ingresso al sistema di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria. Si ipotizza di avere una richiesta media costante nel mese pari quindi al rapporto tra il fabbisogno totale del singolo servizio e i giorni dello stesso.

$$\begin{cases} Q_{H,d,in,avg,giorno} = Q_{H,d,in,mese}/G \quad [Wh] \\ Q_{W,d,in,avg,giorno} = Q_{W,d,in,mese}/G \quad [Wh] \\ Q_{C,d,in,avg,giorno} = Q_{C,d,in,mese}/G \quad [Wh] \end{cases}$$

Dove ricordiamo che i pedici H, W e C stanno per Heat (riscaldamento), *Water* (acqua calda sanitaria) e *Cold* (raffrescamento), mentre G rappresenta il numero di giorni del mese considerato.

Avendo questi dati in ingresso è possibile calcolare, mediante la procedura di seguito proposta, l'andamento orario del carico, ovvero la distribuzione della richiesta nell'arco delle ventiquattro ore di un giorno tipo mensile. In funzionamento invernale, si utilizzano i valori medi di temperatura e l'escursione termica secondo i dati forniti dalla norma UNI 10349. Da questi si ottiene il valore della temperatura media oraria mensile con la seguente formula:

$$\vartheta_{h,mese} = \vartheta_{avg,mese} + p_{h,mese} \cdot \Delta\vartheta_{mese}$$

In cui $p_{h,mese}$ è un coefficiente fornito dalla norma e variabile ogni mese in funzione dell'ora. Tali tabelle sono state caricate nel foglio di calcolo Excel per le provincie siciliane.

A questo punto si calcola la differenza tra la temperatura minima di accensione degli impianti di riscaldamento (posta a 17°C) e la temperatura media oraria. La distribuzione oraria del fabbisogno di energia termica sarà direttamente proporzionale a questa differenza di temperatura.

Si riporta di seguito un esempio di calcolo di tale profilo giornaliero per il mese di Gennaio per la provincia di Siracusa. Si suppone un fabbisogno di energia termica destinata al riscaldamento pari a 41.000 kWh/mese, ovvero (per la prima delle precedenti equazioni) pari a 1322,58 kWh/giorno.

h	$\vartheta_{h,mese}$	$p_{H,mese}$	$ 17^{\circ}C - \vartheta_{h,mese} $	$\phi_{H,d,in,h} / Q_{H,d,in,avg,giorno}$	$\phi_{H,d,in,h}$
1	9,275	-0,23	7,725	5,36%	70,95

2	9,05	-0,26	7,95	5,52%	73,02
3	8,9	-0,28	8,1	5,63%	74,40
4	8,675	-0,31	8,325	5,78%	76,46
5	8,525	-0,33	8,475	5,89%	77,84
6	8,375	-0,35	8,625	5,99%	79,22
7	8,225	-0,37	8,775	6,09%	80,59
8	8,375	-0,35	8,625	5,99%	79,22
9	8,9	-0,28	8,1	5,63%	74,40
h	$\vartheta_{h,mese}$	pH,mese	$17^{\circ}\text{C}-\vartheta_{h,mese}$	$\frac{\Phi_{H,d,in,h}}{Q_{H,d,in,avg,giorno}}$	$\Phi_{H,d,in,h}$ [kW]
10	9,725	-0,17	7,275	5,05%	66,82
11	11,075	0,01	5,925	4,11%	54,42
12	12,425	0,19	4,575	3,18%	42,02
13	14,225	0,43	2,775	1,93%	25,49
14	15,275	0,57	1,725	1,20%	15,84
15	15,575	0,61	1,425	0,99%	13,09
16	15,425	0,59	1,575	1,09%	14,47
17	14,75	0,5	2,25	1,56%	20,67
18	13,775	0,37	3,225	2,24%	29,62
19	12,35	0,18	4,65	3,23%	42,71
20	11,15	0,02	5,85	4,06%	53,73
21	10,55	-0,06	6,45	4,48%	59,24
22	10,1	-0,12	6,9	4,79%	63,37
23	9,8	-0,16	7,2	5,00%	66,13
24	9,5	-0,2	7,5	5,21%	68,88
Totale			144	100,00%	1322,58

Tabella 38: Esempio di calcolo della distribuzione del fabbisogno per riscaldamento

Come si può notare anche dal grafico riportato di seguito, l'andamento della potenza termica richiesta varia in funzione della temperatura esterna, con il minimo nelle ore più calde della giornata e il massimo nelle ore notturne.

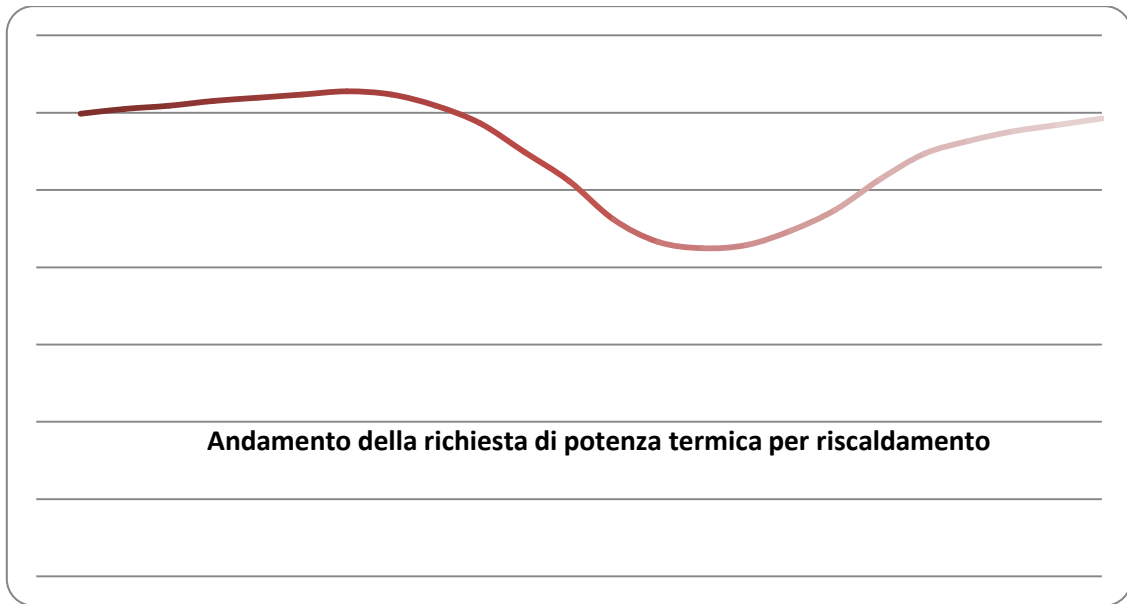


Figura 301: Andamento della richiesta di potenza termica per riscaldamento nel mese di Gennaio

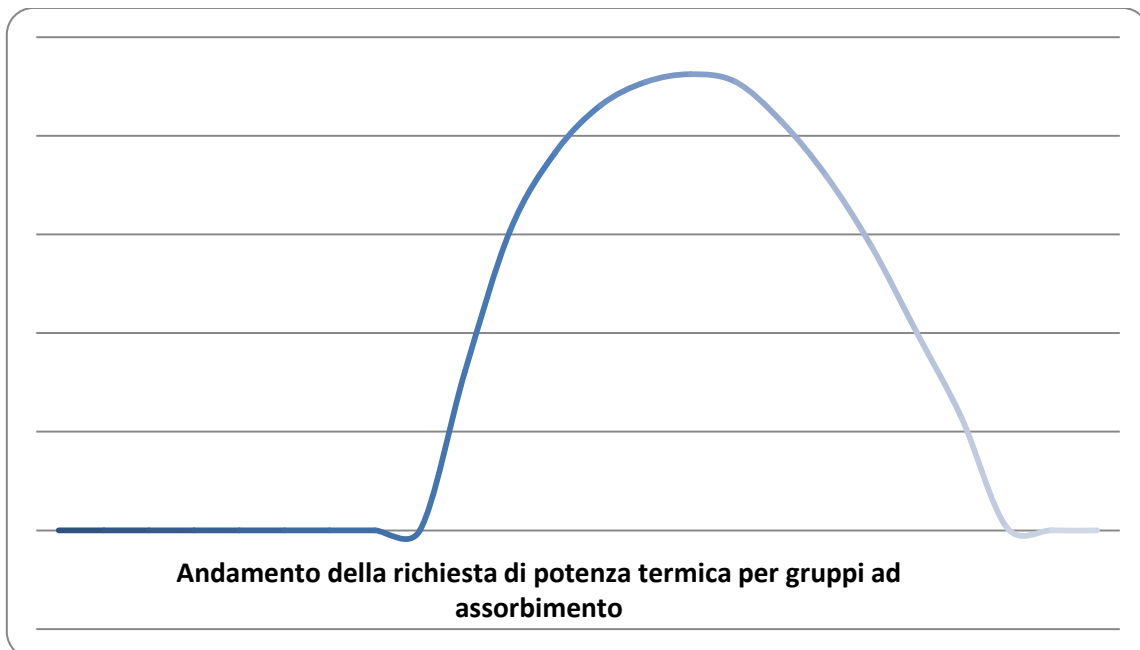


Figura 302: Andamento della richiesta di potenza termica per raffrescamento nel mese di Luglio

Allo stesso modo si procede per il calcolo del profilo giornaliero per raffrescamento di cui si riporta il grafico relativo all'andamento della richiesta di potenza termica destinata ad alimentare le unità ad assorbimento. La temperatura di riferimento è di 23°C e si considera un fabbisogno di 25.000 kWh nella città di Enna nel mese di Luglio.

Infine l'andamento del fabbisogno giornaliero di energia termica per la produzione di acqua calda sanitaria è stato supposto, come segue, non essendo dipendente dalle condizioni climatiche esterne ma solo dalle attività degli utilizzatori nell'arco della giornata.

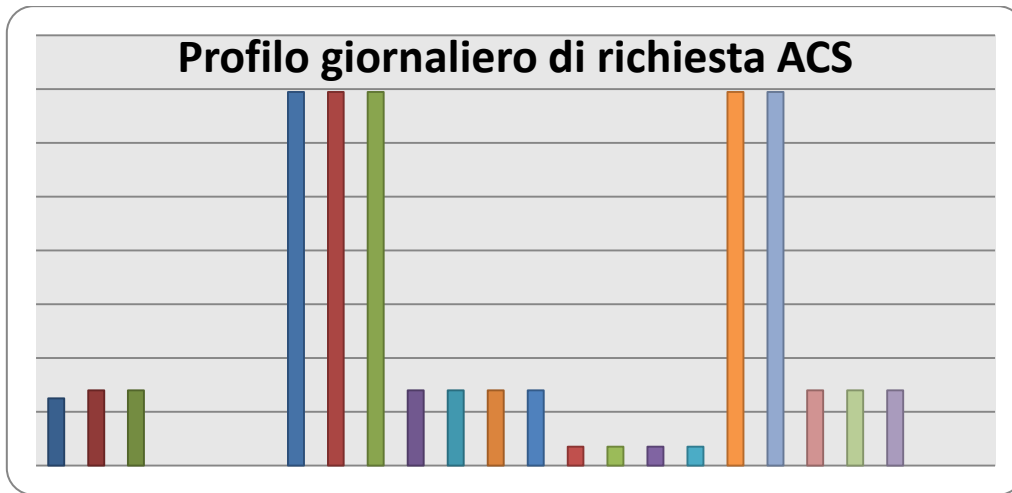


Figura 303: Andamento della richiesta di acqua calda sanitaria

Mediante tale procedura è quindi possibile determinare l’andamento orario della potenza termica complessiva richiesta all’ingresso del sistema di distribuzione nel giorno tipo del mese:

$$\phi_{d,in,h} = \phi_{H,d,in,h} + \phi_{W,d,in,h} + \phi_{C,d,in,h}$$

Nota la potenza nominale dell’impianto è così possibile conoscere il corrispondente fattore di carico orario e quindi, mediante interpolazione lineare dei dati prestazionali, ottenere la potenza termica che la sezione cogenerativa deve fornire.

Prima di poter calcolare la produzione termica, elettrica e i corrispondenti fabbisogni di energia primaria in ingresso, si espone la procedura che permette di ottenere le curve prestazionali, qualora si fosse a disposizione dei soli dati nominali del sistema cogenerativo.

10.7.12 CURVE PRESTAZIONALI STANDARD

Nel caso in cui non siano disponibili i dati a carico parziale della macchina motrice della sezione cogenerativa, ma solo i dati relativi alle condizioni nominali, è possibile costruire le curve prestazionali mediante le seguenti formule:

$$\phi_{CG,el,out} = FC_{el} \cdot \phi_{CG,el,nom}$$

$$\phi_{CG,p,in} = \delta \cdot \phi_{CG,p,nom}$$

$$\phi_{CG,term,out} = \phi_{CG,p,nom} \cdot \gamma \cdot \delta \cdot (\eta_{el,nom} + \eta_{term,nom}) \cdot \phi_{CG,el,out}$$

Con i coefficienti δ e γ tabellati in funzione del fattore elettrico e del tipo di motore.

Curve prestazionali standard M.C.I.			Curve prestazionali standard Turbogas	
FCel	γ	δ	γ	δ
1,000	1	1	1	1
0,900	1,011	0,929	0,991	0,929
0,800	1	0,881	0,988	0,881
0,700	0,992	0,832	0,986	0,876
0,600	0,991	0,774	0,983	0,86
0,500	0,991	0,716	0,981	0,843
0,400	0,988	0,664	0,931	0,83
0,300	0,986	0,592	0,881	0,789

0,200	0,983	0,486	0,831	0,694
0,100	0,981	0,317	-	-

Tabella 39: Curve prestazionali standard per motori a combustione interna e turbogas a compressore centrifugo

Si deve precisare che tale metodo è utilizzabile per unità cogenerative con potenza elettrica nominale non superiore a 100kW.

Con il grafico seguente si riporta l'esempio di calcolo di un sistema costituito da un motore a combustione interna caratterizzato da una potenza termica nominale $\phi_{CG,ter,nom}$ di 30kW con sistema di recupero del calore su olio, acqua e fumi di scarico. I rendimenti sono $\eta_{el,nom} = 29\%$ e $\eta_{term,nom} = 56\%$

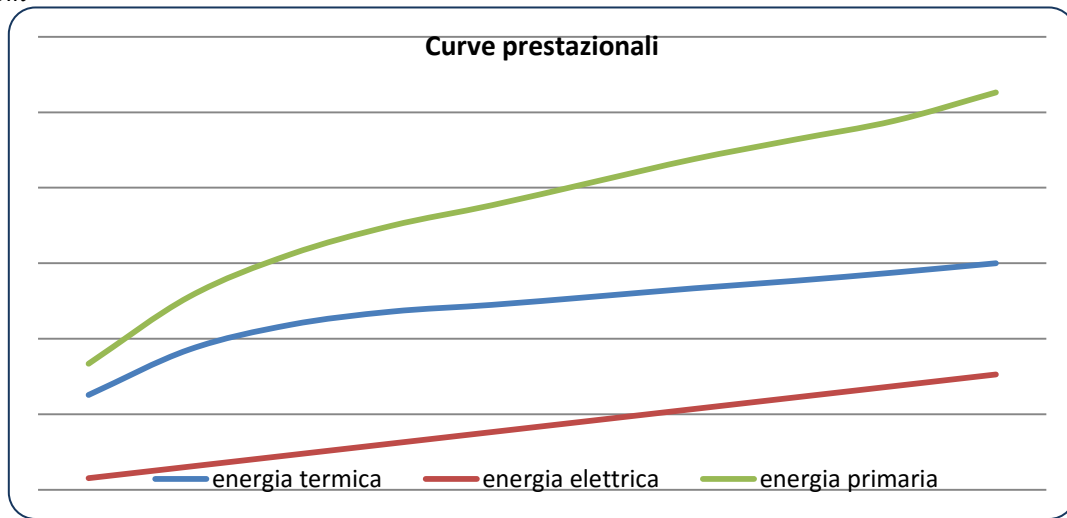


Figura 304: Esempio di calcolo di curve prestazionali da formulazione standard

Si è adesso in grado di affrontare il calcolo della produzione termica, elettrica e i fabbisogni mensili applicati alla sezione cogenerativa utilizzando due procedure, descritte nei paragrafi che seguono, in funzione della presenza o meno del sistema di accumulo termico inerziale.

10.7.13 SISTEMI SENZA ACCUMULO TERMICO INERZIALE

In questo caso si ricorre ai profili orari, calcolati al par.7.6.5, in quanto è necessaria una coincidenza puntuale tra richiesta di fabbisogno ed erogazione di potenza. Si distinguono i casi di sottostazione con unica unità cogenerativa e sistemi multipli.

- *Sottosistemi con unica unità cogenerativa.*

Per ognuno dei 24 intervalli orari si determina il fattore di carico termico:

$$FC_{term,h} = \phi_{d,in,h} / \phi_{CG,ter,nom}$$

Con il campo di modulazione variabile tra 1 e il fattore di carico minimo.

Si possono quindi presentare i seguenti casi:

$$FC_{term,min} < \phi_{d,in,h} / \phi_{CG,ter,nom} < 1$$

In questo caso si procede interpolando linearmente sulle curve prestazionali per

ricavare le potenze istantanee relative al $FC_{ter,h}$

$$\phi_{CG,ter,out,h}; \phi_{CG,el,out,h}; \phi_{CG,p,in,h}$$

$$\phi_{d,in,h} / \phi_{CG,ter,nom} < FC_{term,min}$$

Ovvero il fattore di carico è inferiore al minimo ammissibile per l'unità di cogenerazione; essendo sprovvisto di sistema di accumulo, l'unità risulta disattivata.

$$FC_{ter,h} = \phi_{CG,ter,out,h} = \phi_{CG,el,out,h} = \phi_{CG,p,in,h} = 0$$

$$\phi_{d,in,h} / \phi_{CG,ter,nom} > 1$$

L'unità funziona a carico nominale $FC_{ter,h} = 1$ e si rende necessario il funzionamento dei generatori integrativi.

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_{CG,ter,out,h} = \phi_{CG,ter,out,nom} \\ \phi_{CG,el,out,h} = \phi_{CG,el,out,nom} \\ \phi_{CG,p,in,h} = \phi_{CG,p,in,nom} \end{array} \right.$$

Sottosistemi multipli

Questo tipo di sistema prevede più unità cogenerative (che chiameremo CG1,CG2,..CGn) collegate allo stesso circuito idraulico, provviste di regolazione comune che ripartisce il carico con un ordine di priorità stabilito. In questo modo si cerca di ottimizzare il funzionamento dell'intera sezione soprattutto per forti regimi di parzializzazione.

Nel caso in cui tutti i generatori siano di uguale potenza $\phi_{CG,ten,out,nom}$ si può ricavare il numero di essi funzionanti in regime nominale, ovvero:

$$N_{CG,on} = \text{int}(\phi_{d,in,h} / \phi_{CG,ter,nom})$$

con $N_{CG,on}$ naturalmente compreso tra 0 e $N_{CG,tot}$ (numero totale di unità cogenerative installate). Se invece le unità cogenerative sono di potenza nominale differente, il numero di unità in funzione si deve determinare per ogni intervallo orario tenendo conto dell'ordine di priorità stabilito. Come nel caso di singola unità si possono presentare le seguenti condizioni di funzionamento:

$$\phi_{d,in,h} < \phi_{CG1,term,min}$$

In questo caso $N_{CG,on} = 0$ e tutto il fabbisogno termico (se diverso da zero) dovrà essere fornito mediante i generatori integrativi non cogenerativi.

$$\phi_{d,in,h} \geq \sum \phi_{CGi,term,nom}$$

La richiesta in ingresso al sistema di distribuzione risulta superiore alla potenza nominale complessiva del sistema di cogenerazione.

$N_{CG,on} = N_{CG,tot}$ ossia tutte le unità sono funzionanti al carico nominale e l'eventuale quota di fabbisogno termico in eccesso dovrà essere integrato da altri generatori di calore.

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_{CG,ter,out,h} = \sum \phi_{CGi,ter,out,nom} \\ \phi_{CG,el,out,h} = \sum \phi_{CGi,el,out,nom} \\ \phi_{CG,p,in,h} = \sum \phi_{CGi,p,in,nom} \\ FC_{CGn,ter,min} \leq \phi_{d,in,h} - \sum \phi_{CGi,term,nom} \leq FC_{CGn,ter,nom} \end{array} \right.$$

Per $i=1,2\dots n-1$

Questo rappresenta il caso intermedio in cui l'n-esima unità di cogenerazione lavora a carico parziale (variabile tra FC_{min} e 1) mentre le precedenti (n-1) lavorano in condizioni nominali.

$$\phi_{CG,ter,out,h} = \sum \phi_{CGi,ter,out,nom} + \phi_{CGn,ter,out,h}$$

$$\phi_{CG,el,out,h} = \sum \phi_{CGi,el,out,nom} + \phi_{CGn,el,out,h}$$

$$\phi_{CG,p,in,h} = \sum \phi_{CGi,p,in,nom} + \phi_{CGn,p,in,h}$$

Nel caso in cui anche l'n-esima unità lavorasse a fattore di carico unitario e la potenza termica richiesta non fosse ancora soddisfatta, la quota parte mancante dovrà essere fornita da generatori integrativi.

E' adesso possibile calcolare le quantità di energia prodotte e consumata dalla sezione cogenerativa nell'intervallo di calcolo considerato.

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{CG,ter,out,mese} = G_{mese} \cdot \sum \phi_{CG,ter,out,h} \\ Q_{CG,el,out,mese} = G_{mese} \cdot \sum \phi_{CG,el,out,h} \\ Q_{CG,p,in,mese} = G_{mese} \cdot \sum \phi_{CG,p,in,h} \end{array} \right.$$

Dove le sommatorie sono estese alle 24 ore di funzionamento del giorno tipo mese e la potenza termica oraria è quella cumulativa di tutte le unità costituenti la sezione cogenerativa.

10.7.14 SISTEMI CON ACCUMULO TERMICO INERZIALE

In questo caso la procedura di calcolo dell'energia termica, elettrica e di quella primaria in ingresso al sistema cogenerativo si basa sull'ipotesi che il fattore di carico dell'unità (o delle unità) sia costante nell'arco delle 24 ore. Non è più quindi necessario utilizzare le distribuzioni del giorno tipo mensile visto nel paragrafo precedente, ma si fa riferimento a richieste medie costanti per tutti i giorni del mese.

Se siamo in presenza di una sola unità di cogenerazione fornita di sistema di accumulo inerziale congruo ($\alpha \geq 1$), il fattore di carico per ciascun periodo di calcolo è quindi:

$$FC_{ter,mese} \leq \phi_{d,in,avg,mese} / \phi_{CG,term,out,nom}$$

Si possono presentare i seguenti casi:

$$FC_{ter,min} < \phi_{d,in,avg,mese} / \phi_{CG,term,out,nom} < 1$$

La macchina si trova a funzionare in regime parzializzato. Le potenze vanno ricavate per interpolazione lineare dai dati forniti dal fabbricante o da quelli ricavati mediante le curve prestazionali standard.

L'energia termica ed elettrica, oltre al fabbisogno della sezione si calcolano quindi con le formule seguenti:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{CG,ter,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \phi_{CG,ter,out,mese} \\ Q_{CG,p,in,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \phi_{CG,p,in,mese} \\ Q_{CG,el,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \phi_{CG,el,out,mese} \\ \phi_{d,in,avg,mese} / \phi_{CG,term,out,nom} < FC_{ter,min} \end{array} \right.$$

In questo caso l'unità riesce, grazie alla presenza dell'accumulo congruo, a soddisfare la richiesta di potenza termica, pur lavorando in regime di forte parzializzazione e soprattutto in modo intermittente. Si tiene conto dei transitori di avviamento e arresto con un coefficiente correttivo k che incrementa il fabbisogno di energia primaria in ingresso.

$$Q_{CG,ter,out,mese} = \phi_{d,in,mese}$$

$$Q_{CG,p,in,mese} = Q_{d,in,mese} \cdot (1 + k) \cdot \phi_{CG,p,in,min} / \phi_{CG,ter,out,min}$$

$$Q_{CG,el,out,mese} = Q_{d,in,mese} \cdot \phi_{CG,el,out,min} / \phi_{CG,ter,out,min}$$

Con k definito dalla seguente relazione:

$$K = 0,005 \cdot \left(\frac{\phi_{CG,ter,out,min}}{\phi_{d,in,avg}} - 1 \right) = 0,005 \cdot \left(\frac{FC_{ter,min}}{FC_{ter,mese}} - 1 \right)$$

$$\phi_{d,in,avg,mese} / \phi_{CG,term,out,nom} > 1$$

In questo caso lavorando in condizioni nominali si calcolano le potenze medie mensili come visto nelle equazioni precedenti.

Quando sono presenti più unità di cogenerazione si utilizza la seguente procedura.

Nel caso in cui siano installate n unità cogenerative uguali ($CG1=CG2=...=CGn$) si determina il numero di unità funzionanti a regime nominale:

$$N_{CG,on} = \text{int}(\phi_{d,in,avg,mese} / \phi_{CGn,ter,nom})$$

Se la potenza media richiesta è compresa tra la minima ammissibile e la nominale dell'unità con priorità più alta, quest'ultima sarà l'unica a funzionare con potenze istantanee che si ottengono per interpolazione lineare dei dati prestazionali.

Qualora invece la potenza media richiesta sia inferiore al minimo erogabile dalla prima unità cogenerativa si procede, come già visto, correggendo opportunamente il consumo di energia primaria con le formule indicate.

Per potenza media richiesta dal sottosistema di distribuzione maggiore o uguale alla potenza nominale complessiva della sezione multipla, tutte le unità si trovano a funzionare in condizioni nominali, ovvero:

$$N_{CG,on} = N_{CG,tot} ; \quad \phi_{d,in,avg,mese} = \sum \phi_{CGi,ter,nom}$$

L'eventuale surplus di potenza termica deve essere fornito da altri sistemi di generazione. L'energia termica, elettrica e primaria si calcolano analogamente a quanto visto nelle precedenti equazioni:

$$Q_{CG,ter,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \sum \phi_{CG,ter,nom}$$

$$Q_{CG,p,in,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \sum \phi_{CG,p,nom}$$

$$Q_{CG,el,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \sum \phi_{CG,el,nom}$$

Infine può presentarsi il caso intermedio, ovvero che la potenza richiesta dal sistema di distribuzione sia compresa tra la potenza nominale delle prime $(n-1)$ unità e la potenza termica totale della sezione cogenerativa.

Le prime $(n-1)$ unità funzionano in condizioni nominali, mentre l'unità n -esima si può trovare a funzionare con fattore di carico compreso tra il minimo e quello nominale oppure può trovarsi a funzionare in modo intermittente al minimo fattore di carico possibile.

Nel primo caso, con il fattore di carico FC_{mese} , si possono determinare, sempre tramite interpolazione lineare sulle curve prestazionali, le potenze istantanee.

$$(\phi_{d,in,avg,mese} - \sum \phi_{CGi,ter,nom}) / \phi_{CGn,ter,nom} \geq FC_{CGn,ter,min}$$

$$\phi_{CG,ter,out,mese} ; \phi_{CG,el,out,mese} ; \phi_{CG,p,in,mese}$$

Da cui il contributo totale mensile della sezione risulta:

$$\phi_{CG,ter,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot (\sum \phi_{CGi,ter,out,nom} + \phi_{CGn,ter,mese})$$

$$\phi_{CG,el,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot (\sum \phi_{CGi,el,out,nom} + \phi_{CGn,el,mese})$$

$$\phi_{CG,p,in,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot (\sum \phi_{CGi,p,in,nom} + \phi_{CGn,p,in,mese})$$

Con l'indice $i=1,2,\dots,n-1$

Nel secondo caso, invece, si corregge, come già visto per singola unità, con un coefficiente k , l'energia primaria in ingresso.

$$(\phi_{d,in,avg,mese} - \sum \phi_{CGi,ter,nom}) / \phi_{CGn,ter,nom} < FC_{CGn,ter,min}$$

Da cui si determina il contributo dell'ennesima unità:

$$Q_{CG,ter,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot (\phi_{d,in,avg,mese} - \sum \phi_{CGi,ter,nom})$$

$$Q_{CG,p,in,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot (\phi_{d,in,avg,mese} - \sum \phi_{CGi,ter,nom}) \cdot (1 + k) \cdot \phi_{CGi,p,in,min} / \phi_{CGi,ter,nom}$$

$$Q_{CG,el,out,mese} = 24 \cdot G_{mese} \cdot \phi_{CG,el,out,mese}$$

$$k = 0,005 \cdot \left(\frac{\phi_{CG,ter,out,min}}{\phi_{d,in,avg,mese} - \sum \phi_{CGi,ter,nom}} - 1 \right)$$

Infine l'energia totale mensile generata dalla sezione sarà la somma dei singoli contributi calcolati come fin qui descritto.

10.7.15 SOTTOSISTEMI CON ACCUMULO INERZIALE NON CONGRUO

Se il fattore α , calcolato secondo quanto descritto al paragrafo 7.6, risulta compreso tra 0 e 1, si calcolano le energie termica, elettrica e primaria con le seguenti formule:

$$Q_{CG,ter,out,mese} = Q_{CG,ter,out,mese,\alpha=0} \cdot (1 - \alpha) + \alpha \cdot Q_{CG,ter,out,mese,\alpha \geq 1}$$

$$Q_{CG,p,in,mese} = Q_{CG,p,in,mese,\alpha=0} \cdot (1 - \alpha) + \alpha \cdot Q_{CG,p,in,mese,\alpha \geq 1}$$

$$Q_{CG,el,out,mese} = Q_{CG,el,out,mese,\alpha=0} \cdot (1 - \alpha) + \alpha \cdot Q_{CG,el,out,mese,\alpha \geq 1}$$

nelle quali bisogna conoscere le energie termica, elettrica e primaria in caso di accumulo congruo (indicate con il pedice $\alpha=1$) e in caso di assenza dello stesso ($\alpha=0$).

10.7.16 ESEMPIO DI CALCOLO

Di seguito si riportano delle figure relative al foglio di calcolo in Excel, in cui si è supposto di installare una sezione cogenerativa multipla, nella provincia di Catania, costituita da 3 motori.

Il primo è una turbina a gas della potenza nominale di 20 kW. Il secondo e il terzo sono due motori a combustione interna rispettivamente di 20kW e 15 kW.

I dati relativi ai rendimenti di tali macchine sono riportati in figura.

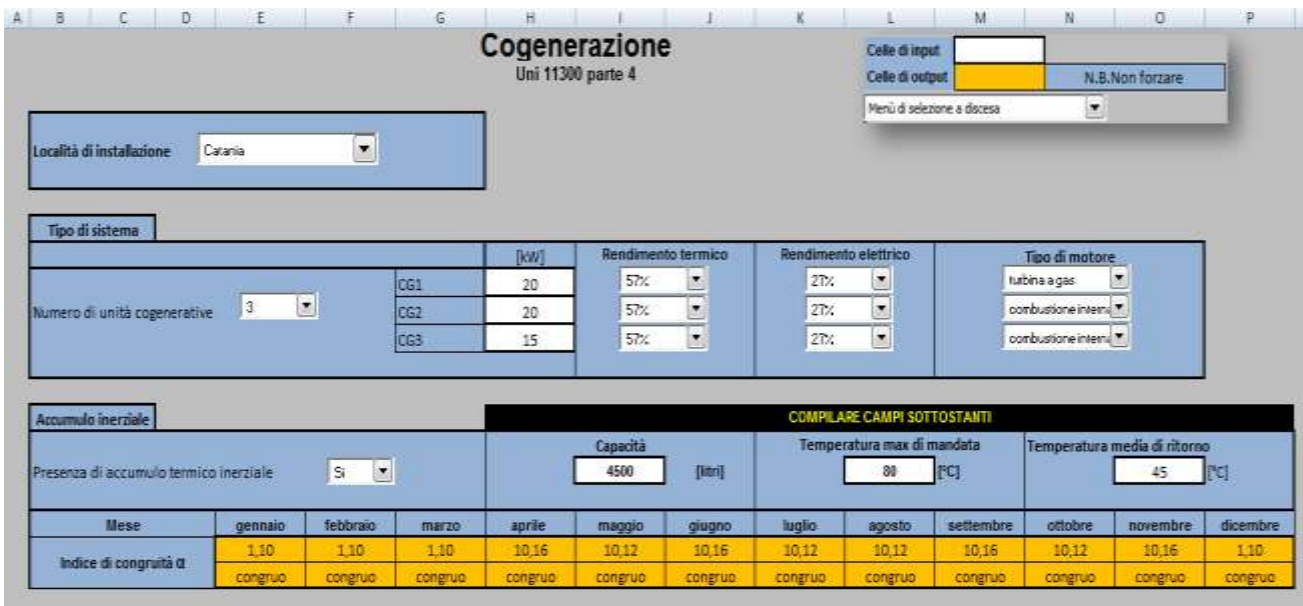


Figura 305: Layout relativo ai dati di input del foglio Excel

È anche prevista la presenza del sistema di accumulo inerziale scelto in modo che il suo dimensionamento risulti congruo in riferimento ai fabbisogni di energia termica che vanno imposti come mostrato in figura.

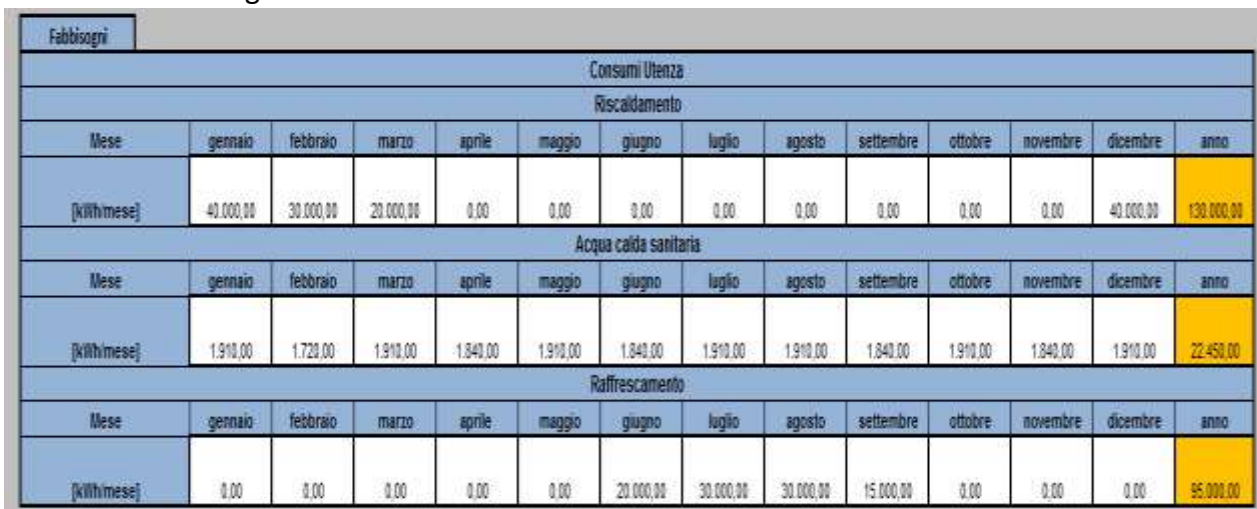


Figura 306: Layout relativo ai fabbisogni da inserire nel foglio Excel

Come si può vedere si è supposto un fabbisogno di energia termica proporzionale ai giorni del mese considerato, un periodo di riscaldamento conforme alle prescrizioni riguardanti la zona B, in cui si trova la provincia di Catania e raffrescamento limitato ai mesi in cui si riscontra una temperatura media giornaliera superiore al minimo di 23°C.

Di seguito si riportano le producibilità elettrica e termica della stazione cogenerativa e il relativo fabbisogno di energia primaria in forma numerica e in forma grafica.

Risultati in presenza di accumulo inerziale													
Produttività termica mensile in presenza di accumulo termico inerziale													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	41.320,00	34.969,88	26.786,15	6.785,87	7.029,39	34.292,14	41.920,00	40.920,00	26.672,78	7.029,39	6.785,87	40.920,00	314.031,35

Fabbisogno mensile in presenza di accumulo termico inerziale													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	72.255,64	60.058,39	44.888,76	9.358,57	9.696,68	58.559,40	72.255,64	72.255,64	45.267,97	9.696,68	9.358,57	72.255,64	535.907,57

Produttività elettrica mensile in presenza di accumulo termico inerziale													
Mese	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	anno
[kWh/mese]	19.721,59	15.330,95	10.716,86	913,43	948,18	14.732,93	19.721,59	19.721,59	11.241,26	948,18	913,43	19.721,59	134.631,53

Figura 307: Layout relativo ai risultati forniti dal foglio Excel

In particolare il grafico di figura riporta la produzione mensile di energia termica ripartita nei tre cogeneratori confrontata con la richiesta complessiva della medesima energia.

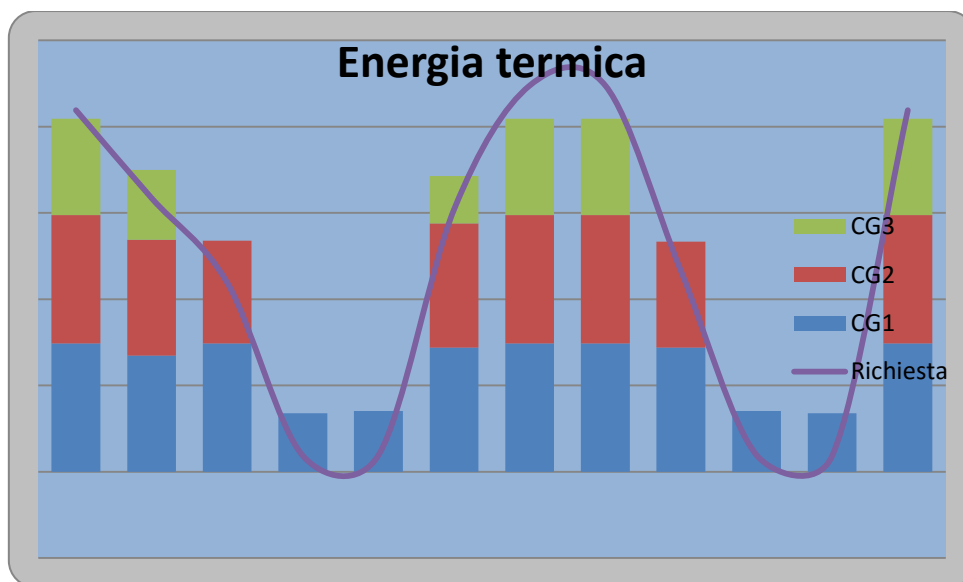


Figura 308: Grafico della produzione di energia termica delle unità cogenerative

10.8 CONCLUSIONI

Per l'applicazione e la verifica delle metodologie di calcolo proposte dalla norma Uni 11300 parte 4 si è scelto di utilizzare il foglio di calcolo Excel per le caratteristiche che offre. In particolare si è cercato di privilegiare:

- una generale trasparenza degli algoritmi di calcolo e delle sequenze operative utilizzate;
- la possibilità, in genere, di sapere cosa succede (how if) cambiando uno o più dati di calcolo in maniera semplice.

L'uso di questo foglio elettronico, molto diffuso e quindi ampiamente conosciuto, è in grado di fornire un feeling maggiore perché l'utente conosce bene tutte le relazioni utilizzate, le loro interconnessioni e i loro effetti.

In definitiva l'uso del foglio Excel richiede una maggiore attenzione e fatica, dal momento che è possibile modificarlo in ogni sua parte, ma garantisce una consapevolezza assoluta dei risultati

finali perché una relazione di calcolo può essere verificata, controllata e se ritenuto opportuno corretta.

L'applicazione dei metodi di calcolo tramite il foglio Excel ha permesso, quindi, di implementare le varie procedure assegnando alle celle di controllo le diverse configurazioni impiantistiche contemplate. In questo modo è possibile, modificando il contenuto di tali celle, raggiungere i seguenti scopi:

- - *valutare le prestazioni energetiche di varie alternative impiantistiche, potendo confrontarne la fattibilità;*
- - *valutare il rispetto degli obiettivi energetici imposti dalle norme stesse;*
- - *valutare il risparmio di energia conseguibile utilizzando energie rinnovabili piuttosto che metodi di generazione tradizionali a fonti fossili.*

Tuttavia, nell'implementare i calcoli previsti per ciascuna tipologia di fonte rinnovabile (o metodi di generazione ad alta efficienza), si sono riscontrate le seguenti problematiche, riguardanti sia i metodi di calcolo che le ipotesi su cui essi si fondano:

Solare termico

Il calcolo della produzione di energia termica per impianti solari termici viene effettuata, come descritto al capitolo 2, mediante il metodo f-chart. Con tale metodo si determina la frazione solare $f = (aY + bX + cY^2 + dX^2 + eY^3 + fX^3)$ la quale, moltiplicata per il fabbisogno applicato all'impianto solare termico, fornisce la produzione nel periodo di calcolo considerato.

La norma tuttavia omette di specificare che il metodo f-chart opera secondo delle ipotesi riguardanti il volume dell'accumulo termico, che devono essere rispettate nel momento in cui si valuta la frazione solare f . Se queste ipotesi non sono verificate si può ancora applicare il metodo, apportando però delle correzioni ai valori della X , che la norma non prevede.

In particolare, il metodo stabilisce che il volume dell'accumulo riferito all'unità di superficie captante, sia pari a 75 kg/m^2 . Per i sistemi a liquido, gli unici di cui la norma si occupa, se il serbatoio di accumulo ha un volume specifico M_{sp} differente, ma in ogni caso compreso tra 35.5 e 300 kg/m^2 , si dovrà correggere il valore della X secondo la seguente relazione:

$$X_c = X \cdot \left(\frac{M_{sp}}{75} \right)^{-0.25}$$

Inoltre i valori di X e Y hanno dei campi di validità ben definiti che riducono notevolmente l'applicabilità del metodo per diverse configurazioni impiantistiche.

Pompe di calore

Per il calcolo della copertura del fabbisogno di acqua calda sanitaria mediante pompe di calore che attingono dall'aria esterna, il calcolo della producibilità viene fatto supponendo un consumo costante nell'arco della giornata e verificando per ciascun Bin (e quindi per le temperature corrispondenti della sorgente fredda) le prestazioni della macchina. È ragionevole pensare, invece, visto che la distribuzione giornaliera del fabbisogno di acqua calda sanitaria si possa ritenere tutt'altro che costante, questa "media pesata" delle prestazioni in funzione dei Bin non del tutto corretta.

Supponendo infatti una distribuzione oraria specifica del fabbisogno di acqua calda sanitaria, come visto ad esempio nel paragrafo sulla cogenerazione, andrebbe dato maggior "peso" alle ore di effettivo consumo, con conseguente riproporzionamento dei Bin mensili e dell'effettiva produzione della macchina.

Per quanto riguarda il metodo di calcolo proposto per pompe di calore che debbano soddisfare la richiesta di energia termica per riscaldamento, il parametro definito come gradi/ora

distribuisce la richiesta di energia termica proporzionalmente alla differenza di temperatura tra esterno ed interno (temperatura di progetto).

Anche in questo caso, tale distribuzione suppone un funzionamento continuo della pompa di calore, ovvero una richiesta costante (e quindi l'accensione continua dell'impianto di riscaldamento degli ambienti serviti) che non coincide, in generale, con i tempi di accensione di un impianto di riscaldamento. Infatti la norma propone, per la zona B (in cui si sono ipotizzati i calcoli del presente elaborato), un periodo di accensione di massimo 8 ore al giorno che possono essere distribuite con molte possibilità a cui corrispondono diverse condizioni esterne.

Andrebbe quindi fornito un metodo di calcolo basato sulla valutazione delle prestazioni relative alle effettive ore di funzionamento dell'impianto. In alternativa, la conoscenza dei dati di temperatura e irradiazione solare come medie orarie (dati tra l'altro disponibili) anziché di dati medi mensili, permetterebbe di confrontare direttamente questi con i profili di richieste dei vari servizi ottenendo le effettive prestazioni della pompa di calore per qualsivoglia intervallo di calcolo.

Teleriscaldamento

Le perdite di energia termica della sottostazione di scambio, se non si conosce il coefficiente di perdita k_{ss} [W/K], possono essere calcolate secondo un metodo sperimentale proposto e cioè come una percentuale della potenza nominale della stazione di scambio stessa. Tali perdite tuttavia risultano inferiori all'1% che per uno scambiatore di calore, di solito molto grande, collocato all'esterno, sembrano un po' sottostimate.

Cogenerazione

Come per le pompe di calore, anche in questo caso, la distribuzione del fabbisogno di energia termica viene ripartito, nel giorno tipo mensile, in proporzione alla differenza tra temperatura esterna e di progetto, supponendo così un funzionamento continuo degli impianti. In questo modo la valutazione della contemporaneità di richiesta dei diversi servizi potrebbe risultare poco affidabile.

In conclusione, da un'attenta analisi della norma, condotta nel presente lavoro di tesi, si suggerisce di rivedere attentamente i punti evidenziati in quest'ultimo capitolo al fine di migliorare le procedure di calcolo e l'applicabilità delle stesse.

10.9 SOFTWARE COMMERCIALE PER LA UNI TS 11300 PARTE 4

La recente emanazione della UNI TS 11300/4 ha portato immediatamente alla preparazione di software commerciali che tengono conto di quanto sopra esposto.

Si riporta di seguito un esempio dato dal software STIMA-TFM versione 8.0 di WATTS Cazzaniga.

Per un edificio standard (esempio ASHARE) in condizioni invernali con condizioni climatiche esterne di Catania si ha la situazione di Figura 309.

Il sottosistema energetico ha rendimenti di emissione e regolazione dati in Figura 310.

Per la generazione termica si ha la Figura 311.

E' possibile inserire un sottosistema fotovoltaico, come indicato in Figura 312 o un sistema a collettori solari piani, come indicato in Figura 314, e valutarne la copertura, come indicato in Figura 315.

Si può selezionare una pompa di calore, come indicato in Figura 316.

Il programma valuta congruentemente l'efficienza energetica, come indicato in Figura 317 ove l'EPI risulta migliorato per effetto delle FER selezionate rispetto a quello di Figura 309.

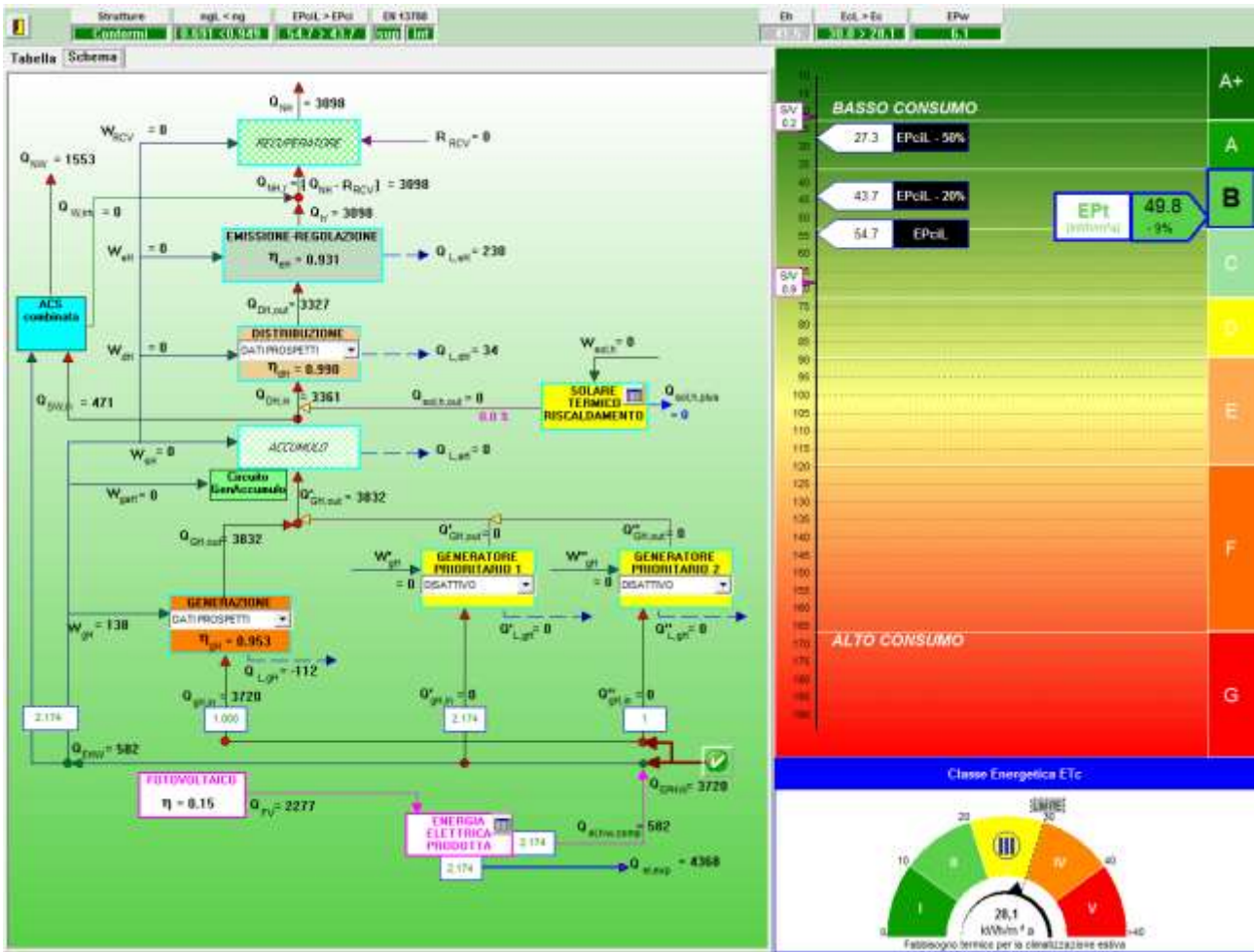


Figura 309: Risultati delle verifiche energetiche

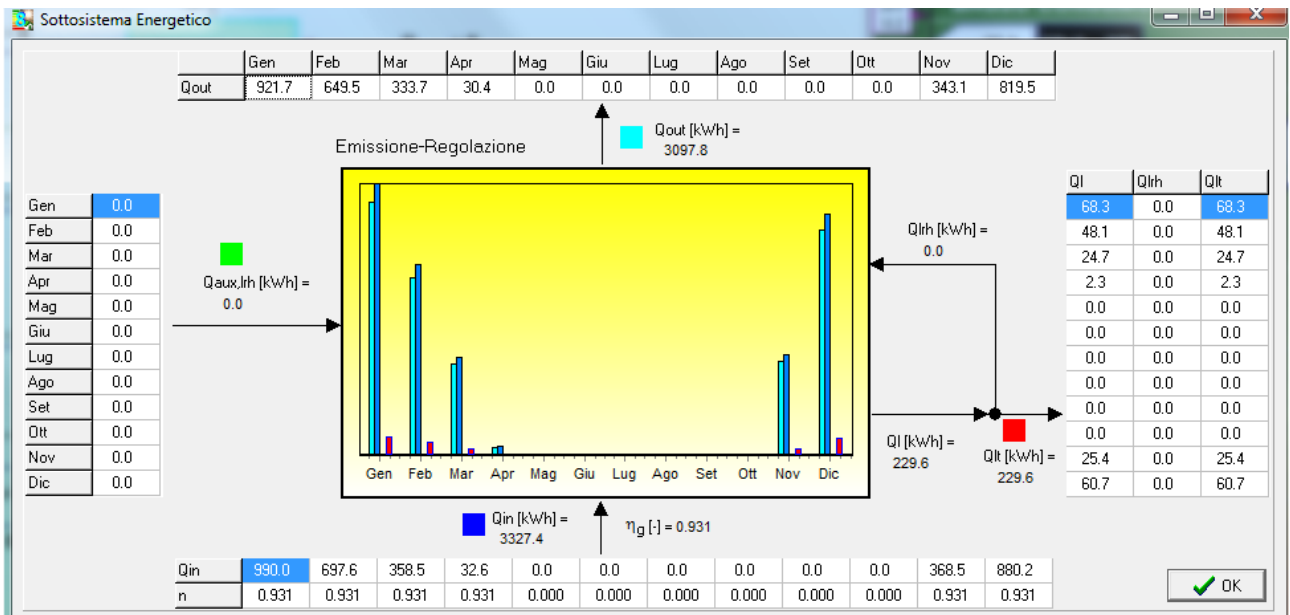


Figura 310: Rendimenti di emissione e regolazione

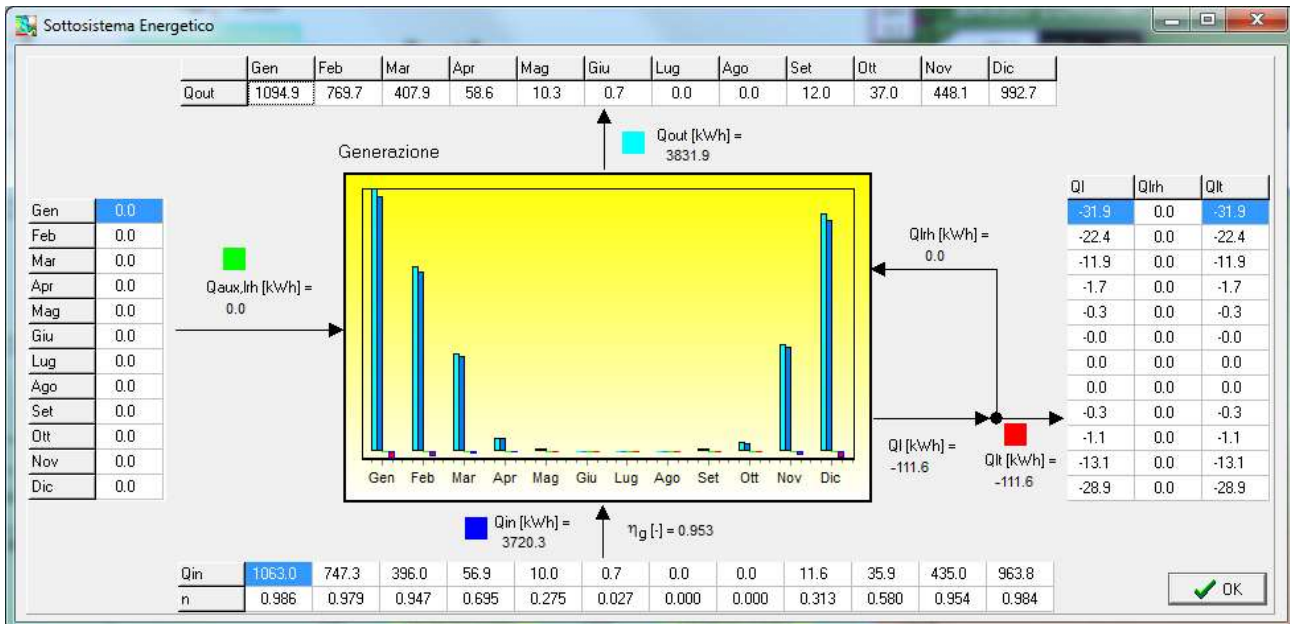


Figura 311: Generazione

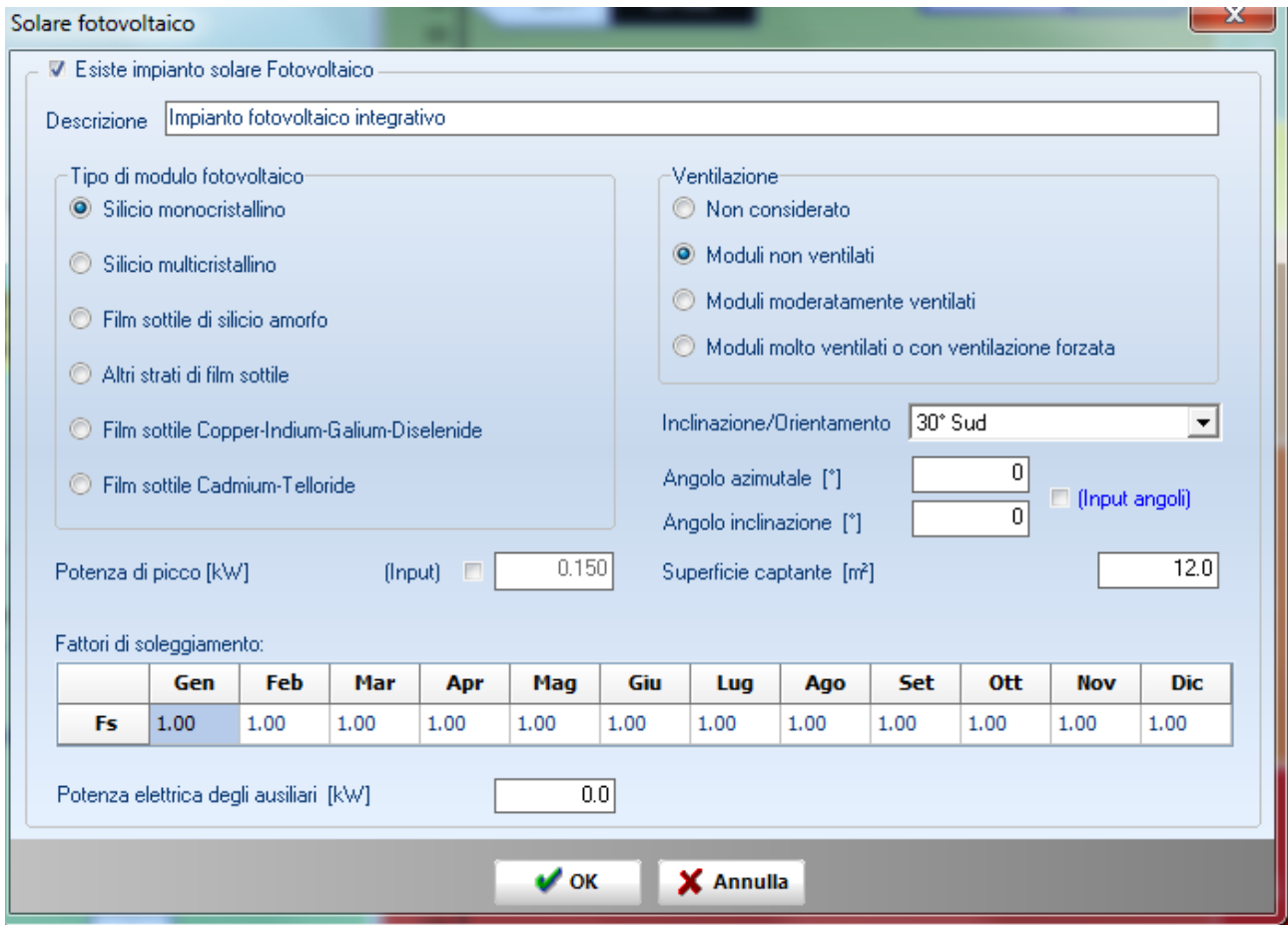


Figura 312: Selezione di un impianto fotovoltaico

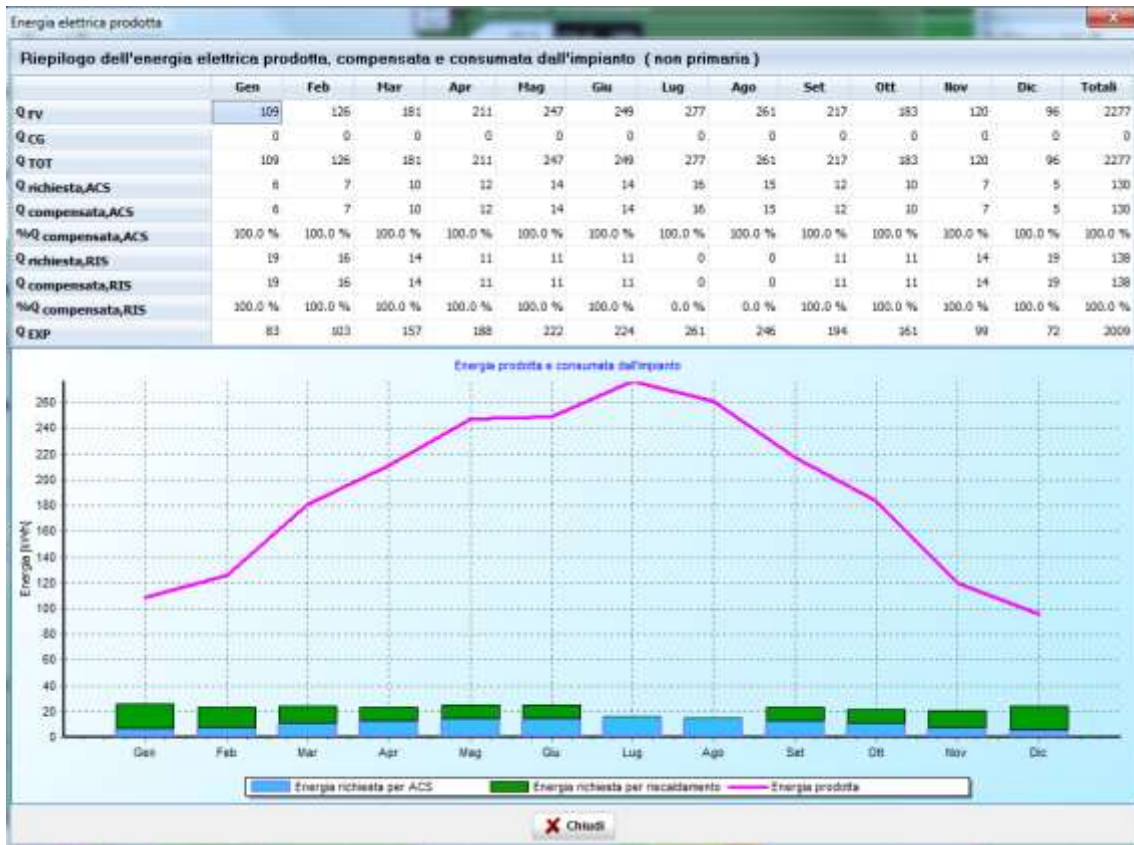


Figura 313: Energia elettrica prodotta

Solare termico

Metodo di calcolo: **Metodo B**

Collettore solare | Accumulo | Fattori soleggiamento

Tipo utilizzo: utilizzo acs
 Tipologia impianto: Campo solare collegato all'accumulo
 Tipo collettore: Collettori a tubi sottovuoto con assorbitore piano

PROPRIETA' COLLETORE VALORI NOTI

η_0 Efficienza: 0.14
 a_1 Coeff. di perdita globale I° ordine [W/m²K]: 20.000
 a_2 Coeff. di perdita globale II° ordine [W/m²K²]: 0.000
 IAM Coefficiente: 0.970

Inclinazione/orientamento: 30° Sud
 Angolo azimutale [°]: 0
 Angolo inclinazione [°]: 0 (Input angoli)

A_{ST} Superficie captante [m²]: 3.0
 $U_{loop,p}$ Coeff. globale di perdita nelle tubazioni [W/K] (Valore noto) 6.500
 η_{loop} Efficienza del circuito [%]: 80.0
 Potenza ausiliari [kW] (Valore noto) 0.065

OK | Annulla

Figura 314: Selezione dei collettori solari piani

Tabella 11 - Risultati del calcolo secondo f-chart

Tabella 11 - Risultati del calcolo secondo f-chart

	GEN	FEB	MAR	APR	MAG	GIU	LUG	AGO	SET	OTT	NOV	DIC	Totale
Produzione dell'impianto solare termico [kWh]	68	82	118	132	153	157	163	163	146	126	82	60	1452
Quota di copertura del fabbisogno applicato [%]	42%	56%	72%	84%	94%	100%	100%	100%	92%	77%	52%	37%	76%
Produzione in eccesso [kWh]	0	0	0	0	0	0	9	4	0	0	0	0	13
Fabbisogno residuo [kWh]	95	65	46	26	10	1	0	0	12	37	76	104	471

OK Annulla

Figura 315: Energia prodotta dai collettori piani

Pompa di calore

Abilita pompa di calore

Dati informativi: 1 Pompa di calore caso studio CTI

Potenza termica nominale: 0.00 kW COP - GUE: 0.00 %

Tipologia di pompa: a compressione di vapore ad azionamento elettrico

Tipo di funzionamento: a potenza fissa / on-off

Fonte di energia: Aria esterna -----> Rinnovabile "aerotermica"

Tipo di sorgente fredda: Aria Fluido termovettore: Acqua

Potenza ausiliari: 0.000 kW

Prestazioni | Fattore correttivo | Impostazioni per generatore di integrazione | Temperature | Vettore energetico

Temperature di mandata: 30-35-40-45 °C Temperature di sorgente: -7,-2,2,7

Tabella COP - GUE

Temperat. sorgente fredda	Temperatura pozzo caldo			
	30	35	40	45
-7	3.117	2.692	2.297	2.016
-2	3.610	3.056	2.623	2.281
2	4.083	3.431	2.932	2.536
7	5.115	4.257	3.608	3.107

Tabella potenze termica

Temperat. sorgente fredda	Temperatura pozzo caldo			
	30	35	40	45
-7	4.52	4.20	3.95	3.77
-2	5.27	4.89	4.59	4.38
2	5.92	5.49	5.16	4.92
7	8.03	7.45	7.00	6.68

Temperature del generatore della pompa di calore: $\theta_{gen,in}$ 80.0 °C

OK Annulla Archivio

Figura 316: Selezione di una pompa di calore

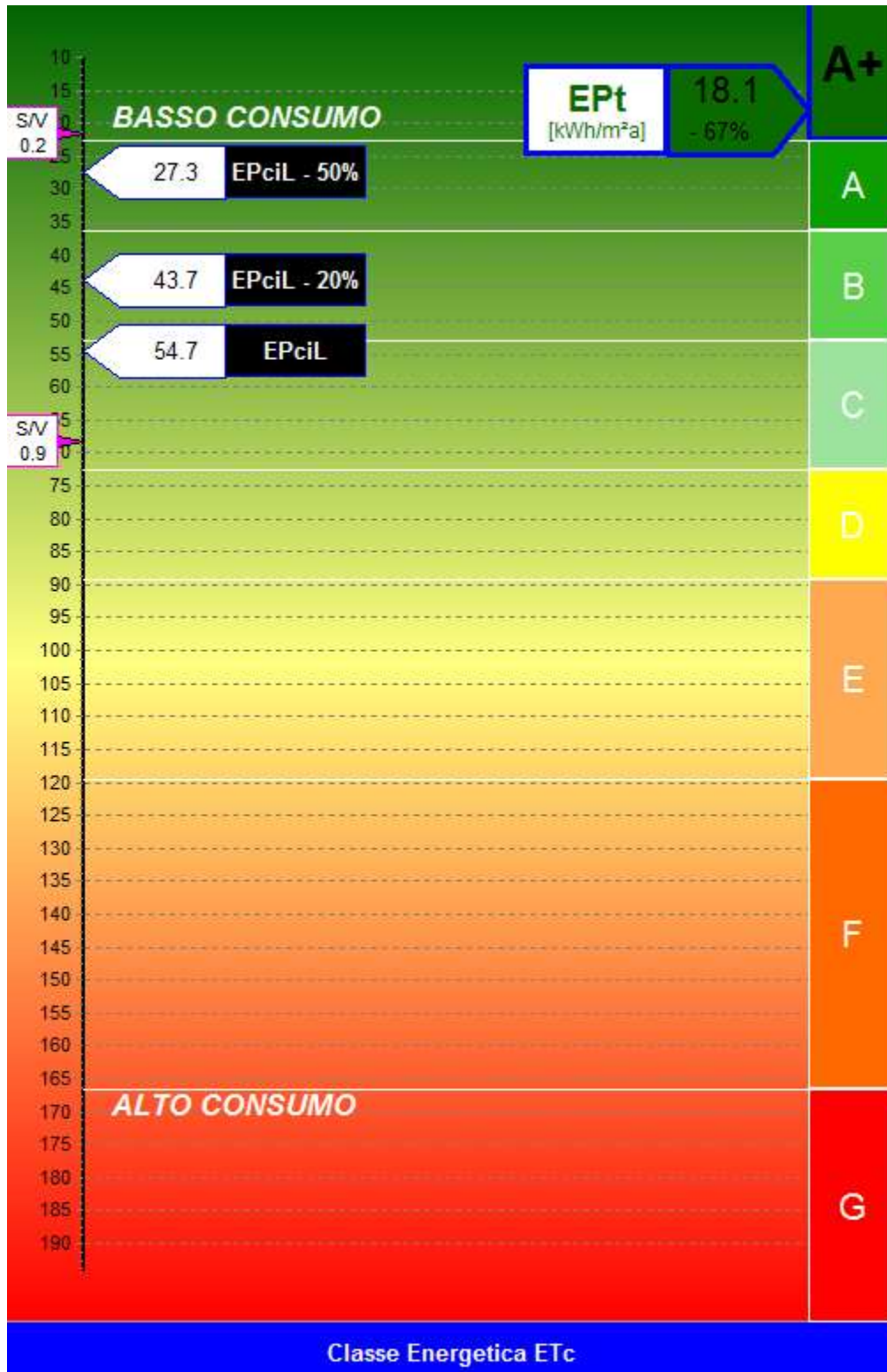


Figura 317: Verifica dell'efficienza energetica

11. TERMOVALORIZZAZIONE DEI RIFIUTI SOLIDI

Una categoria di generatori termici che si sta affermando in questi ultimi anni è quella degli inceneritori detti anche *termovalorizzatori dei rifiuti solidi*. Questa tecnologia, fino a pochissimi anni fa relegata in una fase da laboratorio e implementata solo in paesi più sensibili al rispetto dell'ambiente, oggi trova applicazione anche in Italia a seguito di alcune direttive europee e del noto Decreto Ronchi (D.Lgs. 22/97), pur con notevole ritardo rispetto ad altre nazioni europee. Si fa strada, quindi, la cultura della *valorizzazione termica dei Rifiuti Solidi Urbani (RSU)* e in genere di tutte le tipologie di rifiuti che le leggi vigenti propongono.

Alla base di questa filosofia vi è il concetto di *recupero* energetico oltre che materiale di alcune frazioni riciclabili quale la plastica, i materiali ferrosi, la carta I RSU o loro assimilabili sono, infatti, prodotti organici capace di fornire energia se opportunamente combustibili con un potere calorifico inferiore (*PCI*) che varia da 1800 ÷ 4500 kcal/kg a seconda della tipologia di prodotto. Considerando una produzione realistica di RSU di 1.5 kg/p/g (kg di RSU per persona al giorno) e la popolazione residente nel nostro paese ci si rende conto della enorme quantità di RSU disponibili giornalmente, senza considerare le altre produzioni quali quelle industriali e ospedaliere. Per dare un valore concreto nella sola provincia di Catania si hanno circa 1.200 t/g di RSU tal quale che potrebbe fornire (supponendo un valor medio del $pci=2000$ kcal/kg) circa 2.790.000 kWh e cioè una quantità di energia corrispondente al consumo energetico familiare medio di circa 30.000 famiglie. Negli ultimi due decenni si sono affermate alcune tecnologie per la termovalorizzazione e in particolare si ricorda: la combustione a griglia, la combustione a letto fluido, la pirolisi a bassa temperatura e, di recente, la pirolisi ad alta temperatura mediante reattori al plasma. Si tratta di tecnologie, vecchie e nuove, che presentano una serie di problematiche sia impiantistiche che operative.

Gli impianti di termovalorizzazione con forni a griglia sono probabilmente quelli più conosciuti e in Italia se ne hanno alcune realizzazioni (anche recenti, come a Brescia e Ferrara) perfettamente funzionanti. Gli impianti a letto fluido possono considerarsi una evoluzione dei precedenti poiché utilizzano per la combustione il metodo delle caldaie circolanti a pressione atmosferica (ACFB) con sensibile riduzione della temperatura di combustione e maggior controllo delle emissioni atmosferiche.

Entrambe le tipologie sopra indicate utilizzano quale prodotto di combustione il CDR (*Combustibile Da Rifiuto*) ottenuto dai RSU mediante pretrattamento di essiccazione per eliminare l'umidità e le frazioni riciclabili. Gli impianti a pirolisi a bassa temperatura, sia endotermica che esotermica, si basano su conoscenze ormai secolari della scissione pirolitica dei legami molecolari delle sostanze organiche.

Nei forni rotanti pirolitici si raggiungono temperature dell'ordine di 500÷600 °C e, in atmosfera ridotta di ossigeno, avviene la scissione pirolitica dei rifiuti formando, in genere, *gas pirolitico* con residuo di *coke* detto di pirolisi.

Il gas così prodotto ha un PCI di circa 4000÷5000 kcal/kg e può essere utilizzato, previo trattamenti di depolverizzazione, lavaggio e desulfurazione (in alcuni casi anche in relazione al tipo di rifiuto utilizzato) per far marciare una turbina a vapore ovvero anche, per gli impianti di piccola taglia (di solito al di sotto di 100.000 t/anno), motori endotermici con produzione diretta di energia elettrica. Il *coke* di pirolisi può essere utilizzato per alimentare forni, come carbonella o per alimentare un impianto di *cracking* per produrre altro gas di sintesi. In quest'ultimo caso si producono residui vetrosi non lisciviabili che possono facilmente essere portati a discarica.

Gli impianti a pirolisi ad alta temperatura sono i più recenti e rappresentano un salto tecnologico nella termovalorizzazione dei RSU. Essi possono trattare praticamente tutte le tipologie di rifiuti (solidi o liquidi) e producono *syngas* e residui solidi basaltici. La pirolisi è attivata ad alta temperatura (3000÷4000 °C in atmosfera povera di ossigeno) mediante plasma prodotto da elementi ad arco con scarica in aria.

Questa tecnologia di derivazione aerospaziale (dove viene utilizzata per produrre materiali ad altissime temperature) è stata proficuamente utilizzata principalmente per lo smaltimento di residui industriali tossici o per terreni con residui radioattivi. Oggi se ne prevede anche l'utilizzo come sistema principale di gassificazione in impianti di produzione sia di energia elettrica che di prodotti di trasformazione del *syngas* (metano, ...).

Oltre a potere trattare qualunque tipologia di rifiuti, questi impianti presentano interessanti caratteristiche quali il ridotto volume dei prodotti di scarico sotto forma di basalto (circa il 12%) che può essere riciclato come pietrame da costruzione (pietrisco o anche *ballast*) o per formare mattonelle basaltiche per pavimentazione stradale. In pratica dal rifiuto utilizzato all'ingresso del reattore si ottengono prodotti tutti riutilizzabili: gas e basalto.

Anche la qualità dei prodotti di scarico è eccellente poiché, per effetto della elevata temperatura nel reattore, le reazioni stabili sono quelle che portano alla produzione di H₂, CO e CO₂ che, mediante *cracking* attivato con getti di vapore d'acqua, viene ridotto a CO per aumentare il PCI del *syngas* e pertanto i prodotti pericolosi (*diossine, furani,...*) non sono praticamente presenti. L'attivazione della pirolisi ad alta temperatura avviene mediante arco elettrico e quindi con apporto di energia esterna.

Ne segue che questo sistema può funzionare sia con prodotti organici (che producono gas riutilizzabile) che inorganici per i quali non si ha formazione di gas ma solo di *slag* fuso alla base del reattore. Questo sistema, infatti, è stato prevalentemente utilizzato per fondere materiali metallici (alluminio, ferro, ...) da oltre 25 anni con funzionamento continuo.

Proprio per questa caratteristica gli impianti al plasma sono anche utilizzati a valle degli impianti tradizionali per *vetrificare* le ceneri provenienti dai forni a griglia. Impianti di questo genere sono presenti già in Europa (a *Cenon* in Francia si ha un impianto al plasma per vetrificare 70.000 t/anno di ceneri di un impianto a griglia da 350.000 t/anno) e in Italia si stanno studiando applicazioni simili per gli impianti a griglia esistenti. Impianti di termovalorizzazione al plasma sono sia in fase di progettazione avanzata che di inizio costruzione.

La relazione sviluppa le succitate tematiche fornendo un quadro di riferimento ed un confronto critico delle tecnologie oggi utilizzate.

Vediamo nel prosieguo brevemente le peculiarità delle tipologie di impianti sopra elencate, anche alla luce del citato *Decreto Ronchi*. In particolare si descriveranno con maggior dettaglio i cicli termodinamici, le implicazioni impiantistiche e termotecniche, le caratteristiche di funzionamento, le tipologie di scarichi ambientali al fine della *Valutazione di Impatto Ambientale*.

Data la natura e la limitatezza del corso si forniranno solamente gli accenni tecnici necessari alla caratterizzazioni tecniche delle diverse tipologie impiantistiche lasciando i necessari approfondimenti ai manuali tecnici e alla Letteratura tecnica disponibile.

11.1 SISTEMI A PIROLISI A BASSA TEMPERATURA

La pirolisi è un processo chimico di *scissione dei legami delle molecole organiche* in atmosfera priva (o scarsamente presente) di ossigeno in modo da ottenere gas (detto *gas di sintesi o syngas*) e prodotti residuali solidi.

La pirolisi e la gassificazione conseguente ottengono principalmente i seguenti risultati:

- *-Riduzione dei problemi di deposito degli RSU in discarica attraverso la riduzione dei volumi in gioco e la scomposizione termica definitiva di prodotti potenzialmente pericolosi*
- *-Trattamento specifico dei materiali (RSU) in entrata.*
- *-trattamento decentralizzato degli RSU con minori contaminazioni ambientali.*
- *-Conversione di materiali - per i quali non sarebbe possibile alcun riutilizzo - in materiali utilizzabili (residui carboniosi, metalli) ed energia.*
- *-Un notevole contributo alla riduzione di emissioni di anidride carbonica in quanto tale processo è sostitutivo della abituale produzione di energia mediante combustibili fossili.*
- *-Un composto carbonioso residuo della pirolisi. Nei processi industriali esistenti i metalli, ferrosi e non, in esso ancora presenti vengono estratti e lo stesso può, in seguito, essere utilizzato come carbone attivo negli impianti di filtrazione, come sostanza porosa per la produzione di mattoni o come combustibile nelle centrali termoelettriche. Lo si può inoltre sottoporre al processo di gassificazione.*
- *-Attraverso la gassificazione il residuo carbonioso della pirolisi viene convertito in granuli vetrosi completamente inerti dal punto di vista chimico-fisico che possono essere offerti quali prodotti per l'industria edile o inviati in discarica senza restrizioni ambientali di sorta.*
- *Grazie alla sua stabilità chimica intrinseca tale materiale può essere immagazzinato dovunque per periodi illimitati senza che si renda necessaria alcuna precauzione.*

11.1.1 PROCESSO DI UTILIZZAZIONE DEI RSU

Al fine di predisporre la frazione di RSU al trattamento termico si procede alla compressione e formazione di cubi privi il più possibile di aria mediante apposita macchina (pressa). Il modulo di pirolisi al plasma a bassa temperatura (600÷900 °C mediante reattori rotanti) tratta una portata di materiale variabile con la taglia del reattore (di solito 2-5 t/h) e produce gas composto essenzialmente da idrogeno, monossido di carbonio, ossido di carbonio e prodotti vari in percentuali che dipendono dalla natura chimica dei rifiuti utilizzati.

In pratica il processo pirolitico *scinde* i legami chimici dei composti organici producendo *syngas*. Tutto ciò che non è scisso chimicamente si ritrova in basso al reattore pirolitico sotto forma di *coke di pirolisi* cioè di carbonella che può anche essere utilizzata per alimentare forni industriali, per produrre altro gas (processo di *cracking*) o essere portato a discarica. Poiché il *coke* non è del tutto *non lisciviabile* il suo smaltimento richiede, in Italia, un pre-trattamento prima di essere portato a discarica.

Dopo un successivo trattamento volto a separare le polveri ed estrarre ulteriori particelle metalliche il *syngas* viene raffreddato istantaneamente (*quenching*) e lavato (*Scrabber*) in modo da produrre gas purissimo per la successiva fase di produzione del metanolo. Parte del *syngas* è utilizzato per la produzione dell'energia elettrica necessaria all'autosufficienza dell'impianto mediante motori alimentati a gas per produrre elettricità. Il funzionamento del reattore è di almeno 8.000 ore/anno con fermate funzionali di circa due mesi per anno.

11.1.2 FASI PRINCIPALI DEL PROCESSO

Le fasi principali del pirolitici sono:

- *Pretrattamento dei RSU mediante frantumazione e preparazione dei cubetti compressi per l'alimentazione del reattore per la pirolisi;*
- *Post trattamento del gas di sintesi mediante raffreddamento, lavaggio, depolverizzazione e desulfurazione (eventuale);*
- *Processi termici: frantumazione e preparazione dei cubi compressi per l'alimentazione del reattore per la pirolisi.*

Nella Figura 318 si ha lo schema impiantistico di un moderno impianto a pirolisi a bassa temperatura con forno rotante del tipo endotermico.

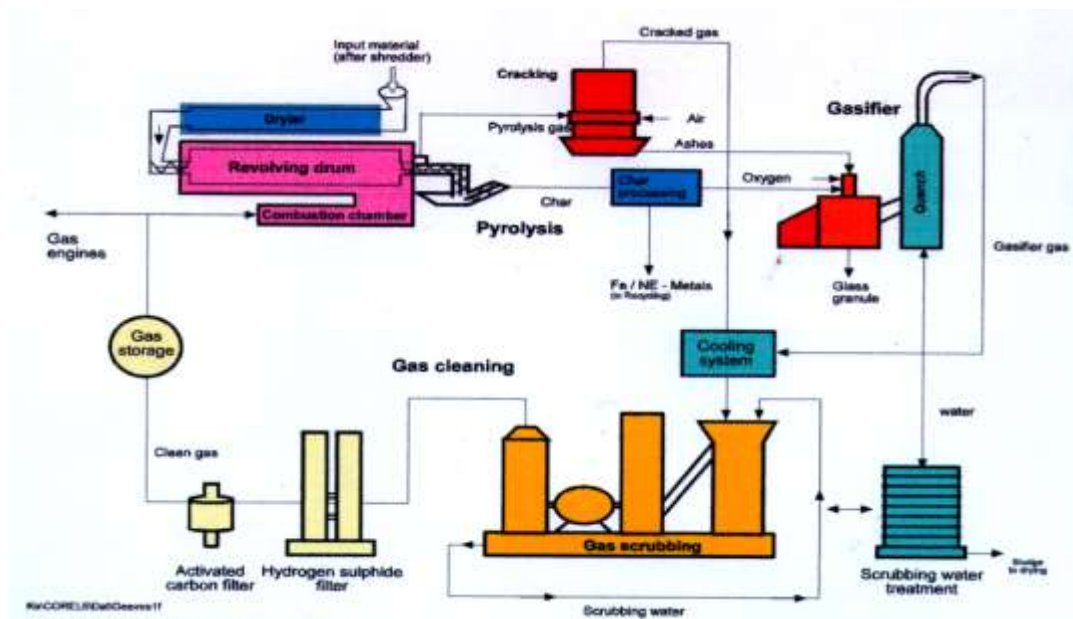


Figura 318: Layout di processo per impianti a pirolisi

11.1.3 ESSICCAZIONE DEI RIFIUTI

I RSU vengono prima trattati per l'eliminazione delle frazioni ferrose e metalliche, dei materiali plastici e vetrosi. Alla fine del processo vengono essiccati, in camere riscaldate a vapore, fino ad un'umidità residua del 10% circa, al fine di ottimizzare il successivo processo di gassificazione.

L'essiccamento viene effettuato in tamburi rotanti riscaldati indirettamente con vapore che può essere prodotto dallo stesso impianto a pirolisi. Il processo di essiccamento sfrutta il calore di essiccazione del vapore e quindi la massima temperatura di contatto per il materiale, all'interno del tamburo di essiccamento, è di circa 190 °C. Il vapore esausto proveniente dall'essiccazione dei rifiuti viene condensato in un'apposita torre di lavaggio con addizione di soda al fine di eliminare ogni odore residuo.

Dopo l'essiccazione il materiale viene indicato come *fluff*.

11.1.4 PIROLISI E GASSIFICAZIONE

Il tamburo pirolizzatore è dotato di un particolare sistema di alimentazione in grado di garantire un minimo ingresso di aria e di *fluff* e realizzare, quindi, una buona compattazione del *fluff* stesso. L'entrata totale di aria imbibita con la massa di *fluff* è inferiore al 5%.

A causa della rotazione e dell'inclinazione del tamburo il materiale si muove lentamente attraverso il tamburo in direzione dell'estremità posteriore. Durante questo tempo (circa 50 minuti)

il materiale distilla in atmosfera priva di ossigeno: alla fine si producono il gas di pirolisi e residui solidi essenzialmente rappresentati da grafite e solidi inerti (scorie carboniose).

I residui soliti vengono espulsi mediante una coclea orizzontale e quindi raffreddati. L'atmosfera inerte fa sì che persino all'avviamento non vi sia alcun pericolo di incendio o di esplosione. Il *coke* di pirolisi raffreddato viene convogliato in atmosfera inerte in un silo. Mentre effettua questo processo un separatore magnetico provvede a rimuovere i residui di materiali ferrosi contenuti nel *coke* (da unire a quelli grossolani separati durante la fase di pretrattamento dei rifiuti).

La rimozione dei metalli non ferrosi viene effettuata mediante un flusso turbolento per quanto riguarda i pezzi più grossi e mediante vagliatura per quanto riguarda i fini. Il tamburo pirolizzatore viene riscaldato indirettamente, fatta eccezione per la messa in marcia, il bruciatore viene fatto funzionare mediante l'utilizzo dello stesso gas di pirolisi previamente depurato.

Lo sfruttamento energetico del gas di pirolisi e la qualità della combustione (bassa concentrazione di NO_x) vengono positivamente influenzati dalla particolare configurazione della camera di combustione. Gli scarichi della combustione passano attraverso uno scambiatore di calore nel quale viene preriscaldata l'aria per la *crakezzazione* del gas.

TORCIA DI SICUREZZA

La torcia di sicurezza provvede a bruciare il gas quando esiste un disservizio del normale funzionamento dell'impianto. Questa torcia è collegata al tamburo pirolizzatore, al sistema di lavaggio del gas e al sistema di stoccaggio del gas. Nel caso in cui il sistema di *crakezzazione* del gas dovesse avere dei problemi è possibile bloccare il relativo condotto di adduzione del gas mentre viene aperto quello di adduzione alla torcia.

Anche in caso di aumento di temperatura del sistema di lavaggio gas o nell'eventualità in cui la pressione del sistema di stoccaggio gas dovesse essere troppo elevata, un sistema di valvole del medesimo tipo provvede ad inviare gas alla torcia di sicurezza. Durante il funzionamento normale la torcia è alimentata (per essere mantenuta alla temperatura ottimale e nelle condizioni operative necessarie) con gas di pirolisi così da potere entrare in azione in qualsiasi momento ad una temperatura di combustione ottimale.

CRAKING DEI GAS PIROLITICI

Il *gas di pirolisi* è essenzialmente costituito da una miscela di idrocarburi evaporati, di vapore acqueo, polveri di grafite, idrogeno, biossido di carbonio, monossido di carbonio e azoto. Il gas di pirolisi viene condotto in un ciclone a gas caldissimo per essere depolverizzato e quindi entra nell'unità di *craking*. La polvere viene rimossa dal ciclone ed è così evacuata e trasportata verso il successivo sistema di gassificazione.

Il gas viene fatto scorrere in condotte riscaldate al fine di evitarne il raffreddamento e la conseguente condensazione. Il gas di pirolisi così depolverato presenta una temperatura di circa 500 °C ed arriva all'unità di *craking* passando attraverso un letto di *coke* caldissimo. In conseguenza di ciò la sua temperatura aumenta sino ad 1100 °C.

In seguito alle varie reazioni chimiche endotermiche che consumano parte dell'energia, la temperatura del gas all'uscita dell'unità di *craking* è di circa 900 °C. In quel momento, ovvero dopo circa 3÷5 secondi, il gas di pirolisi viene trasformato in un *gas stabile* ed in particolar modo gli idrocarburi sotto forma di vapore vengono scissi in idrogeno, metano e monossido di carbonio. In aggiunta a quanto sopra detto il vapore acqueo presente nel gas di pirolisi viene trasformato, dal carbonio presente nel *coke*, in monossido di carbonio e idrogeno in base alla ben nota reazione eterogenea acqua-gas

MINERALIZZAZIONE DEL COKE DI PIROLISI

Come già detto, esistono numerose possibilità di utilizzo per il *coke di pirolisi* (scorie carboniose), pertanto è ipotizzabile che parte del coke di pirolisi a lungo andare possa essere variamente impiegato ad esempio per la produzione di cemento o laterizi. Tuttavia, attualmente, si ritiene che tutto il coke di pirolisi debba possibilmente essere mineralizzato. Ciò include anche l'utilizzo intermedio del coke di pirolisi quale materiale filtrante.

Si deve tener presente che la gassificazione permette di ricavare la maggior parte dell'energia del materiale in entrata sotto forma di gas combustibile il cui utilizzo contribuisce in modo favorevole al bilancio energetico dell'impianto in quanto, una volta depolverizzato e lavato, questo gas può essere immediatamente utilizzato. Il coke dopo il processo di gassificazione lascia alcuni granuli inerti non lisciviabili e vetrificati che possono essere ancora utilizzati nell'industria del cemento o quale inerte per costruzioni civili.

LAVAGGIO DEI GAS DI PIROLISI E GASSIFICAZIONE

Il gas grezzo ottenuto viene lavato e raffreddato. Innanzi tutto il gas passa attraverso una fase di *quench* (raffreddamento) con acqua che lo raffredda da 1500 a 900 °C, quindi in una successiva fase di raffreddamento, sempre con acqua, che riduce la temperatura del gas da 900 a 70°C. Durante la fase di raffreddamento dal ricircolo liquidi utilizzato viene estratto uno spurgo ricco di metalli pesanti che vengono separati ed arricchiti mediante sedimentazione e filtro-pressatura.

In una seconda fase di lavaggio il tenore di HCl presente nel gas viene ulteriormente ridotto. In questa sezione del sistema viene a prodursi una debole soluzione di HCl che viene neutralizzata con soda. In questo modo il pH oscilla fra 7÷8. Il materiale in entrata contiene un certo quantitativo di Cl che viene mobilizzato dal processo termico e dilavato dal gas in questa unità. Dopo la neutralizzazione il Cl assume l'aspetto di sale disciolto nell'acqua di lavaggio. Successivamente questo sale viene recuperato, tramite evaporazione, sotto forma di granuli secchi. In relazione alla sostanza utilizzata per la neutralizzazione (idrossido di calcio e idrossido di sodio) il sale recuperato può essere il cloruro di sodio o il cloruro di calcio. La scelta fra queste due possibilità viene fatta al fine di conseguire un riciclaggio ottimale del sale quale prodotto da riutilizzare. Il gas viene invece avviato ad una ulteriore filtrazione.

Per evitare la condensazione del gas umido nel filtro, la sua temperatura viene innalzata sino a circa 5 °C oltre il punto di rugiada. Il cosiddetto filtro sul *sulphurex* viene utilizzato per rimuovere completamente la presenza di idrogeno solforato.

Il filtro *sulphurex* opera ad assorbimento secco in una speciale forma di ossido di ferro-idrossido. Questo materiale è in grado di trasportare un elevato carico di zolfo e al raggiungimento della sua saturazione lo zolfo elementare può essere estratto ed avviato alla rigenerazione presso la casa fornitrice. La sequenza del filtraggio è completata da un filtro a carboni attivi per ridurre al minimo i composti di carbonio organico a molecole complesse. Detto filtro ha comunque una funzione di sicurezza in modo da garantire una buona qualità dei gas anche nel caso in cui le altre parti del sistema di lavaggio gas non dovessero funzionare in modo ottimale.

TRATTAMENTO DELLE ACQUE DI LAVAGGIO GAS

L'acqua utilizzata per la depurazione del gas viene fatta raffreddare a circa 25÷30 °C per garantire la massima efficienza di lavaggio.

Il raffreddamento viene realizzato un circuito secondario dell'acqua raffreddato ad aria in appositi *air cooler*. L'acqua di lavaggio arriva ad una vasca di sedimentazione che costituisce anche il ricettore delle acque reflue provenienti dai vari circuiti dell'impianto. La polvere separata dal gas nella fase di lavaggio sedimenta, quindi, nella vasca di sedimentazione. Gli inquinanti inorganici

contenuta nell'acqua sedimentata vengono inglobati nei grani di vetro. Il filtrato liquido presenta un tenore di sale (principalmente cloruri) di circa il 10%. Il refluo si fa passare attraverso un procedimento di ozonizzazione al fine di eliminare la presenza di NaCN.

PRODUZIONE DELL'ENERGIA ELETTRICA

Il *syngas* ottenuto dal processo di pirolisi, lavato e depolverizzato, può essere utilizzato, in virtù del suo potere calorifico di circa 4000 kcal/kg o 16000 kJ/kg, per far marciare un impianto di produzione di energia elettrica. Negli impianti di taglia superiore ai 150.000 t/anno si ha una buona produzione di gas e la taglia degli impianti giustifica un ciclo a vapore del tipo Hirn, raggiungendo rendimenti termodinamici superiori al 30%.

Per impianti di piccola taglia (potenza complessivamente prodotta < 10 MW_e) si possono usare motori endotermici che, utilizzando il *syngas* come combustibile, producono energia elettrica mediante accoppiamento diretto con un alternatore. Naturalmente questa tipologia di impianti ha rendimenti del 20÷24 % e quindi molto inferiori rispetto ai cicli a vapore, pur con una sensibile economia di acquisto. Inoltre questi impianti sono compatti e richiedono una manutenzione ridotta soprattutto per la mancanza della turbina a vapore che richiede un'attenzione continua ed una manutenzione programmata.

RISPETTO DELL'AMBIENTE E CONFORMITÀ ALLE LEGGI

La tecnologia a pirolisi a bassa temperatura soddisfa tutti i requisiti di legge e le normative europee relativamente agli impianti di trattamento e discarica per i rifiuti solidi urbani e in particolare la Circolare Ministero Industria Commercio e Artigianato (MICA) 23/4/97 n. 380/3 (G.U. 30/4/97 n. 99 nota come Decreto *Ronchi*). In Particolare sono perfettamente rispettati gli artt. 4 (*Recupero dei Rifiuti*) e 5 (*Smaltimento dei Rifiuti*) essendo la tecnologia proposta all'avanguardia nel recupero energetico. Utilizzando un processo originale ed i più moderni sistemi di trattamento delle emissioni la tecnologia pirolisi ottiene il rispetto di tutti i valori limite imposti dalla legge mantenendo peraltro un ampio margine di sicurezza.

11.2 IMPIANTI A GRIGLIA

Questi impianti usano la tecnologia standard e consolidata della combustione ad alta temperatura (*griglia*) e media temperatura (*letto fluido*, vedi nel prosieguo). Hanno bisogno di una sezione filtrante ad alto costo per l'eliminazione delle diossine ed hanno scarichi di prodotti di combustione in atmosfera.

Inoltre producono generalmente energia mediante cicli a vapore (cicli *Hirn* semplici o combinati). Il materiale bruciato in caldaia deve essere precedentemente essiccato (*CDR*) in modo da ridurre l'umidità presente negli *RSU* originari. Ciò richiede forni di essiccaimento o superfici per la preparazione del *compostaggio*. Il generatore di vapore è di tipo a griglia e l'impianto produce direttamente energia elettrica, mediante ciclo Hirn, con turbina a vapore a ciclo combinato ad alto rendimento.

11.2.1 PREPARAZIONE DEL CDR (PRETRATTAMENTO DEI RSU)

La fase di pretrattamento dei *RSU* è indispensabile in questa tipologia di impianto. Lo scopo è di produrre un *Combustibile da Rifiuto (CDR)* che abbia un PCI di 3500÷4500 kcal/kg. I *RSU* vengono triturati e le varie frazioni (umida e secca) vengono vagliate e separate.

La frazione umida viene inviata alla preparazione del *compost* mentre la frazione secca viene vagliata per la separazione di materiali ferrosi e metallici in genere (ad esempio l'alluminio utilizzato nelle lattine delle bevande), della plastica (ove possibile) e del vetro.

La rimanente parte, opportunamente ridotta di dimensioni mediante un mulino a martelli, compone il CDR (o RDF in versione inglese). La percentuale di CDR che si prepara varia in funzione della composizione iniziale dei rifiuti trattati e pertanto il *PCI* che si ottiene è anch'esso variabile.

11.2.2 LA GRIGLIA DI COMBUSTIONE

L'elemento fondamentale dei forni a griglia è la griglia di combustione. Data la natura composita del combustibile usato (CDR) e della variabilità del suo *PCI* occorre avere una griglia che consenta la combustione più completa possibile variando la quantità d'aria di combustione in funzione anche della qualità (termica e dimensionale) del pezzame. In Figura 319 si ha lo schema funzionale di una delle più usate griglie di combustione per CDR, la griglia Martin. In essa sono visibili i seguenti componenti:

- (4), *Tramoggia di alimentazione,*
- (6), *Sistema idraulico di alimentazione,*
- (7), *Ventilatore d'aria di combustione,*
- (8), *Zone dell'aria primaria situate sotto la griglia,*
- (9), *Focolaio,*
- (10), *Ugelli di aria secondaria,*
- (11). *Caldaia.*

Il sistema prevede prima l'insufflamento di aria primaria al di sotto delle griglie di alimentazione e poi di aria secondaria per la completa combustione dei gas caldi che si sono formati sulla griglia stessa. Le pareti del focolaio e le pareti di separazione della caldaia stessa sono realizzate mediante tubi ad alette longitudinali saldate.

11.2.3 CALDAIA PER IMPIANTI A GRIGLIA

La caldaia di questa tipologia di impianti è, di solito, a più passaggi e contiene una sezione convettiva che raffredda i fumi in modo da ridurre la temperatura dei gas e delle ceneri all'ingresso dell'ultimo passaggio.

Questo è costituito da un surriscaldatore con tubi orizzontali seguito da un economizzatore che costituisce un vero e proprio passaggio di scambio finale. A valle dell'economizzatore è posto un ciclone ed un reattore a secco, come indicato in Figura 320 per l'impianto di *Lisbona* da 2000 t/g (attualmente il maggiore d'Europa), dove viene iniettata calce spenta per la separazione e l'eliminazione dei componenti acidi presenti nei fumi. La calce che ha reagito viene raccolta in filtro a maniche insieme alle ceneri che sono poi descorticcate e poi portate a discarica.

11.2.4 PRODUZIONE DI POTENZA ELETTRICA

Le centrali di termovalorizzazione con forni a griglia sono le più numerose nel mondo e sono solitamente accoppiate con cicli a vapore e/o con cicli cogenerativi per la produzione contemporanea di vapore per riscaldamento urbano, come ad esempio per la centrale ASM di Brescia. I rendimenti termodinamici sono superiori al 35% e in cicli combinati si hanno valori ancora maggiori.

11.2.5 PROBLEMATICHE DI ESERCIZIO DELLE CENTRALI A GRIGLIA

Le centrali a griglia sono certamente quelle di tecnologia più consolidata e diffusa. Esse assommano conoscenze derivate dai vari campi dell'impiantistica termica e chimica e non presentano sorprese di sorta.

Malgrado la loro apparente semplicità esse sono costose (forse le più costose in assoluto) per il notevole costo della sezione di filtraggio, trattamento dei fumi ed abbattimento delle diossine.

E' importante sottolineare che i limiti di emissione imposti per l'utilizzo dei RSU come fonte di energia sono estremamente restrittivi, a tutela della salute dell'uomo e dell'ambiente. L'utilizzo di CDR in generatori di vapore a griglia, unitamente alla sezione di trattamento dei fumi, raggiunge il rispetto di tali ai limiti.

Il sistema di controllo in continuo delle emissioni permette la rilevazione e la registrazione della temperatura dei fumi della concentrazione di O_2 , di polveri, di SO_2 , di HCl, di CO, di NO_x e di sostanze organiche volatili. Viene inoltre controllata in continuo la temperatura nella camera di combustione il cui valore minimo, prescritto dalla normativa vigente, è $850^\circ C$.

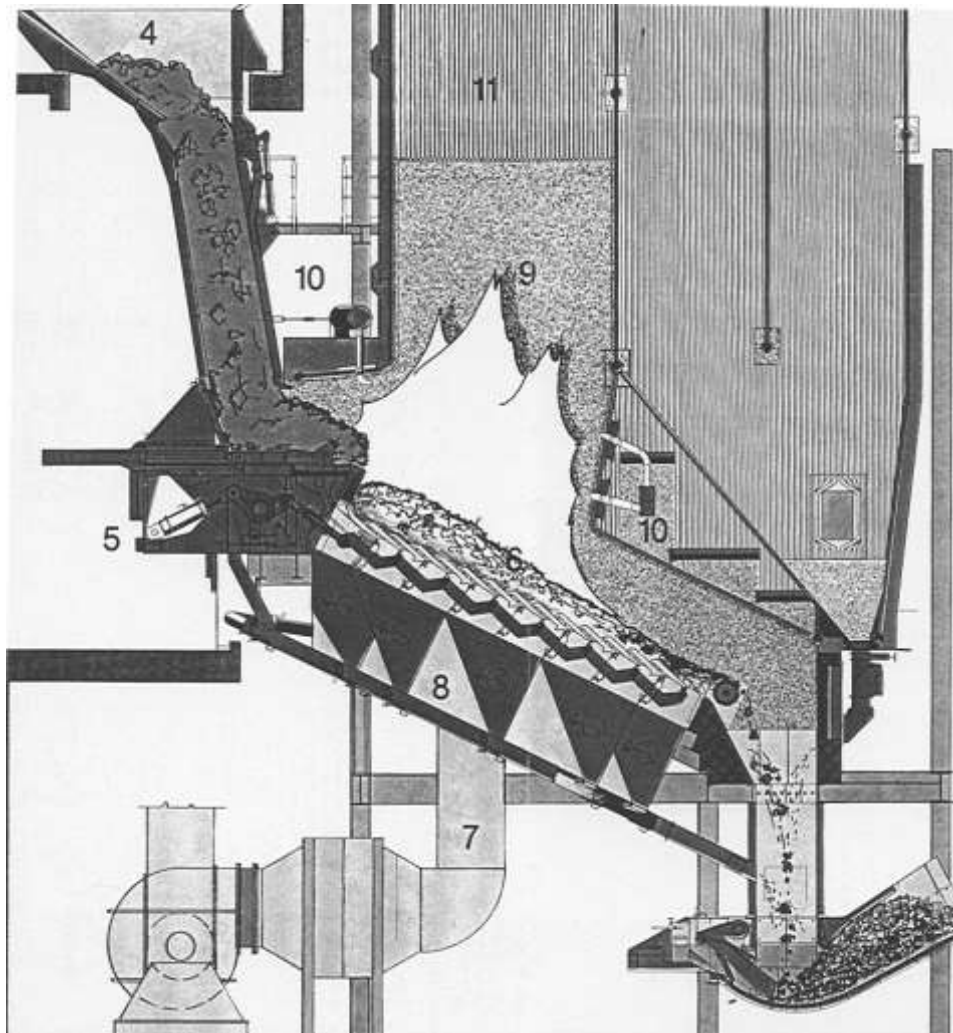


Figura 319. Schema di funzionamento di una griglia Martin®

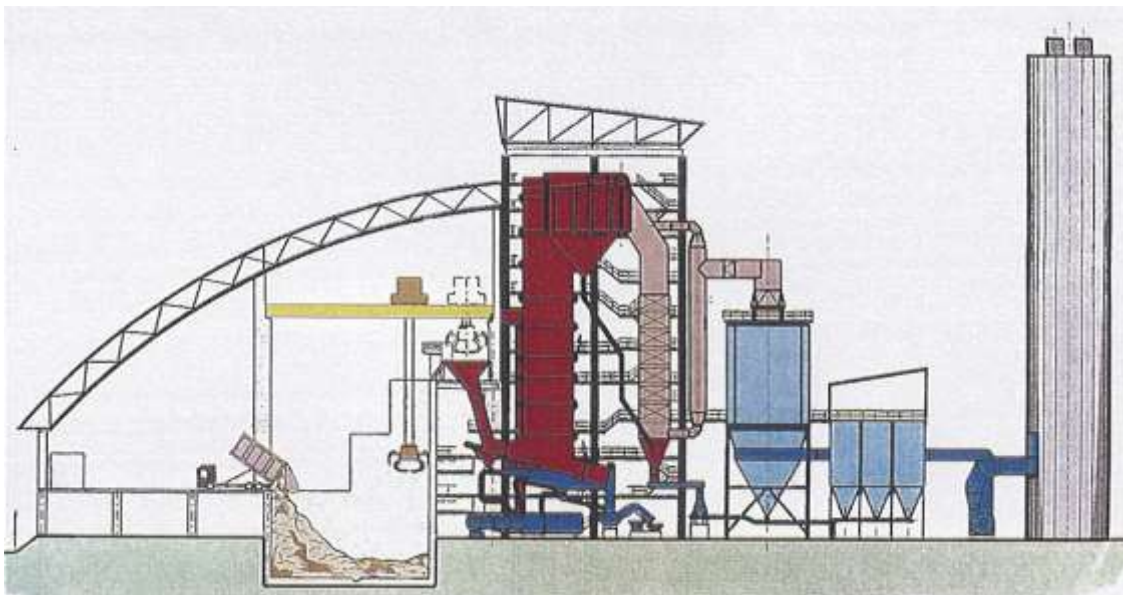


Figura 320: Schema di caldaia a griglia e di ciclone

11.2.6 REAZIONE COMUNITARIA ALLE CENTRALI A GRIGLIA

Le centrali di termovalorizzazione con forni a griglia presentano notevole difficoltà di accettazione da parte delle popolazioni vicine al sito dell'impianto per il timore di fughe di diossine e furani nel caso di malfunzionamento delle apparecchiature di controllo.

La *Valutazione di Impatto Ambientale* presenta, pertanto, difficoltà non facili da superare per gli aspetti sociali. In alcune regioni d'Italia si sono avuti rifiuti decisi delle autorità locali e delle popolazioni interessate per la costruzione di nuove centrali di termovalorizzazione a griglia. Il loro inserimento risulta più agevole in zone industriali o comunque lontane dai centri abitati.

11.3 CENTRALI CON CALDAIE A LETTO FLUIDO

Queste rappresentano un'evoluzione delle centrali con forni a griglia viste in precedenza ed utilizzano la combustione detta *a letto fluido* che si ottiene insufflando aria dal basso in quantità (e quindi portata) tale da far assumere alla massa di materiale la caratteristica di un fluido. Le particelle non sono più coese come di solito sono in assenza del galleggiamento provocato dal flusso di aria. Si osserva, infatti, che all'aumentare della velocità dell'aria insufflata, si ha un andamento crescente delle perdite di carico fino a quando le particelle (di piccolo diametro, di solito dell'ordine di qualche millimetro) iniziano una specie di galleggiamento che fa assumere alla massa un comportamento tipico dei fluidi.

Se allora si utilizza una volume di controllo nel quale si manda aria dal basso e particelle di materiale (coke di carbone o di CDR) immesse lateralmente si ha, per opportune portate dell'aria, la formazione del *letto fluido*. In queste condizioni. In Figura 321 si ha lo schema di funzionamento di un combustore *a letto fluido* del tipo *circolante*. In un cilindro (*riser*) si insuffla aria dal basso e si alimenta (con CDR ridotto in piccole particelle mediante apposito frantumatore) lateralmente. L'aria di insufflaggio è in quantità sufficiente alla combustione e pertanto si ha, all'interno del combustore, una combustione continua ad una temperatura che va dai 900 °c a 850°C.

Nei sistemi *a letto fluido circolante* il trasporto del materiale di combustione è sensibile e tale da innescare una circolazione che viene controllata da un condotto discendente (*downcomer*) che riporta le particelle *elutriate* all'ingresso del combustore principale. La combustione *a letto fluido* presenta notevoli vantaggi rispetto alla combustione normale a griglia.

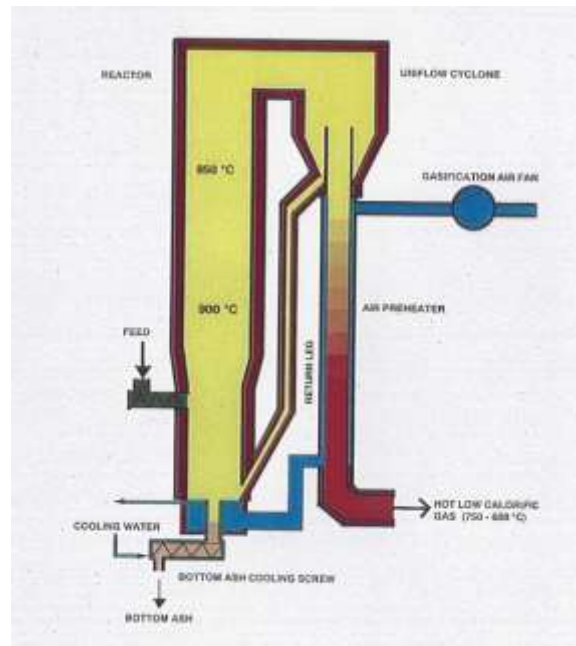


Figura 321: Schema di funzionamento di un combustore a letto fluido

La temperatura di combustione è in genere più bassa (circa 900 °C rispetto a circa 1200 °C dei forni a griglia tradizionale) e questo consente di avere una minore quantità di diossina prodotta. Inoltre alla base del reattore principale si possono aggiungere additivi chimici (di solito CaCO_3 o solfati) che abbattano gli ossidi CO_x ed NO_x nei fumi.

Si ha anche una minore dimensione (circa il 40% in meno) della caldaia e quindi un minor costo dei materiali (acciai) necessari per costruire questi impianti. Per contro si ha un maggior dispendio di energia per l'insufflamento dell'aria e il mantenimento delle condizioni di innesco del *letto fluido circolante*. Anche il controllo di questi impianti è notevole dovendo assicurare sempre le condizioni sia termodinamiche di combustione che fluidodinamiche di circolazione a letto fluido.

Oggi si possono avere caldaia a letto fluido (FB) sia di tipo atmosferico (ACFB) che in pressione (PCFB). Quest'ultima tipologia di impianto (di derivazione svedese) presenta dimensioni ancora più ridotte e sembra essere la naturale evoluzione degli impianti a pressione atmosferica che, però, sono oggi più diffusi e conosciuti. Le centrali a *letto fluido* necessitano di un pretrattamento dei RSU così come visto per quelle a griglia.

Da questa sezione di preparazione viene prodotto il CDR (*Combustibile da Rifiuti*) che viene poi ridotto in minutissime particelle mediante un mulino. Rispetto alle centrali a griglia sono più ridotte le sezioni di filtraggio dei fumi per la minore pericolosità dei prodotti di combustione proveniente dalla combustione controllata a *letto fluido*. Anche la produzione di ceneri appare più ridotta rispetto alle caldaie a griglia (10% rispetto al 30%) e quindi i costi di gestione e di trasporto a discarica sono sensibilmente minori.

11.3.1 CENNI SUI LETTI FLUIDI

Se si fa attraversare uno strato di materiale solido da un fluido (liquido o gas) e si fa variare la velocità di questo si ha un andamento delle cadute di pressione dato in Figura 322.

La caduta di pressione cresce con l'aumentare della velocità per effetto delle perdite per attrito nella massa del solido finemente suddiviso. A partire da un valore della velocità del fluido, detta u_{mf} , la caduta di pressione ha un sussulto e poi si stabilizza ad un valore costante. E' proprio da questo momento in poi che il letto di materiale solido si è *fluidizzato* cioè non è più solido e separato dal fluido ma forma con questo una matrice continua nella quale le particelle solide sono disperse.

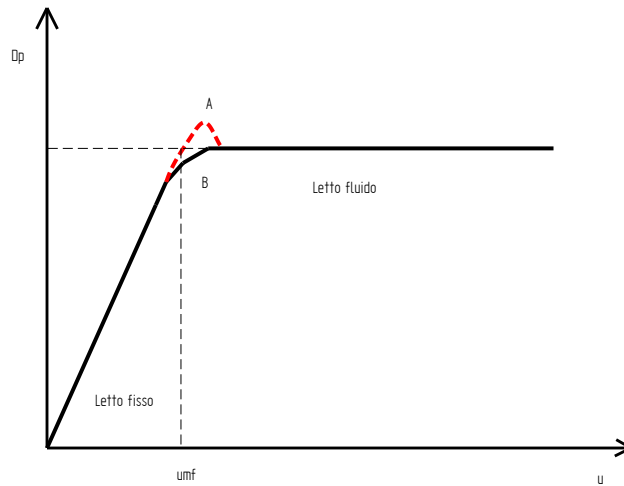


Figura 322: Formazione del letto fluido

Nel momento in cui inizia la fluidizzazione si hanno vari tipi di regimi che sono illustrati in Figura 323. Inizialmente si forma il *moto a bolle*, tipi *c*) in figura (la velocità iniziale corrispondente è indicata u_{mb}) nel quale si ha una sorta di aggregazione di masse solide e di zone di fluido che assumono la forma caratteristica di una bolla circolare con la base leggermente schiacciata. La velocità u_{mb} può essere calcolata con la relazione:

$$u_{mb} = 33\bar{d}_s \left(\frac{\mu_F}{\rho_F} \right)^{-0.1} \quad [1]$$

avendo indicato con \bar{d}_s il diametro medio delle particelle solide, μ_F e ρ_F la viscosità dinamica e la densità del fluido utilizzato per la fluidizzazione. Al crescere della velocità del fluido, a partire da u_{ms} , si forma il *moto a tappi* con formazione di grossi brandelli di particelle solide disperse nella matrice gassosa (tipo *d* in figura).

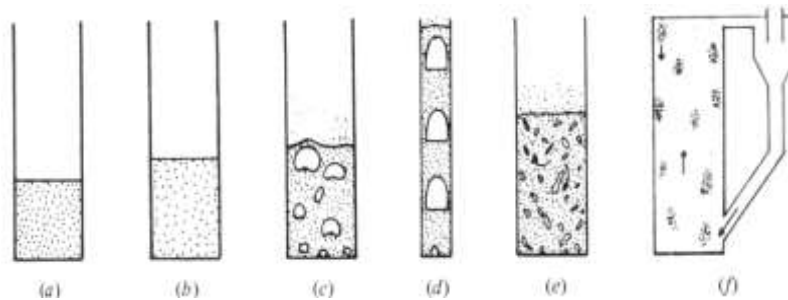


Figura 323: tipologia di letti fluidi

A questo segue, a partire dalla velocità u_{tr} , il *regime turbolento* (indicato con *e* in figura). Al crescere della velocità si ha il *regime di trasporto* nel quale le particelle sono trasportate massivamente dalla matrice fluida. Questo regime viene utilizzato per il trasporto dei solidi mediante aria ad alta velocità. Le particelle di solido debbono avere dimensioni opportune perché si abbia la fluidizzazione. In particolare le dimensioni sono state catalogate da Geldart (1973) secondo la seguente Figura 324.

Caratteristica	Gruppo C	Gruppo A	Gruppo B	Gruppo D
Definizione descrittiva	Coesivo	Aeriforme	Pronto per le bolle	Grossolano
Dimensioni	$< 20 \mu\text{m}$	$20 < d_s < 90 \mu\text{m}$	$90 < d_s < 650 \mu$	$> 650 \mu\text{m}$

Figura 324: Tabella di Geldart per le dimensioni delle particelle solide

Se le dimensioni delle particelle sono inferiori a $20\ \mu\text{m}$ si hanno polveri impalpabili, tipo talco, che rimangono sospese nel fluido o formano aggregazioni anomale e non controllabili. Per dimensioni oltre i $650\ \mu\text{m}$ si hanno particelle troppo pesanti per la fluidizzazione. Normalmente le applicazioni a letto fluido usano i gruppi A e B, ad esempio con il polverino di carbone o con la triturazione fine dei rifiuti urbani essiccati (CDR). Lo studio dei letti fluidi risulta particolarmente complesso da un punto di vista fluidodinamico poiché si hanno, in genere, almeno due fasi con contorni fortemente variabili e casuali.

11.3.2 APPLICAZIONI DEI LETTI FLUIDI

I letti fluidi trovano numerose applicazioni nel campo della Termotecnica, nell'impiantistica chimica ed industriale (scambiatori a letto fluido e reattori a letto fluido), nel campo della componentistica degli impianti termotecnici con la *combustione a letto fluido*. Nel caso degli impianti di termovalorizzazione si utilizza proprio quest'ultima applicazione. In particolare si hanno varie forme di combustione a letto fluido e principalmente si possono così catalogare.

Caldaia a letto fluido atmosferica (APFB)

Si tratta del tipo più antico e ancora il più utilizzato di combustione a letto fluido. Si utilizza il regime a bolle con combustione a pressione atmosferica. Il fluido di lavoro è l'aria che serve anche come comburente per la combustione. La caldaia è costituita da un grosso cilindro nel quale si ha in basso una griglia che distribuisce il flusso d'aria in modo uniforme, evitando la formazione di canali d'aria preferenziali. Al di sopra della griglia si pongono strati di calcare e altri materiali inerti che hanno lo scopo di reagire con i composti del tipo CO_x ed NO_x per trasformarli in composti non gassosi e quindi non inquinanti per l'atmosfera.

La temperatura di combustione è limitata a $800 \div 900\ ^\circ\text{C}$ (anche per effetto del forte eccesso d'aria necessaria per la fluidizzazione) e ciò comporta notevoli benefici alla combustione poiché si evita la formazione delle diossine. Nelle applicazioni impiantistiche la caldaia a letto fluido atmosferico (APFB) sostituisce la caldaia tradizionale a tutti gli effetti, producendo vapore a $550 \div 580\ ^\circ\text{C}$ e pressioni di circa $30 \div 40$ bar. Questa caratteristica rende le caldaie APFB molto utili nel *refurbishment* di impianti a vapore obsoleti che vengono trasformati in impianti a polverino di carbone.

Caldaia a letto fluido circolante atmosferica (APCFB)

In questo caso si utilizza il regime detto *turbolento* per cui la caldaia a letto fluido è costituita da un grosso cilindro con griglia inferiore ma con un secondo cilindro laterale (detto *downcomer*) nel quale si raccoglie il particolato che viene trasportato fuori dal primo cilindro per *elutriazione*.

Queste caldaie sono più recenti rispetto a quelle con moto a bolle ed hanno dimensioni più ridotte per effetto del miglior regime di combustione (anche per effetto della turbolenza propria del regime di moto) che si ottiene. In ogni caso si hanno dimensioni di caldaia di circa 40% inferiori rispetto a quelle con moto a bolle con un risparmio di una analoga quantità in peso di acciaio.

Caldaia circolante pressurizzata (PCFB)

Sono le caldaie più innovative e lavorano in regime turbolento con fluido circolante con il doppio cilindro. La pressione in caldaia è maggiore di quella atmosferica (qualche bar) e ciò comporta, oltre ad una migliore efficienza di combustione, una riduzione di oltre il 50% delle dimensioni e del peso di acciaio impegnato.

11.3.3 CALDAIA A LETTO FLUIDO

Con riferimento alla centrale di *Lomellina* si ha lo schema di impianto di Figura 325 che riporta la sezione caldaia a letto fluido e di trattamento dei fumi. La centrale di Lomellina tratta 146.000 t/a di RSU e RSUA e produce una potenza netta di energia elettrica pari a 17 MWe. Come si può osservare dalla figura, si tratta di caldaia del tipo circolante a pressione atmosferica con immissione del polverino di RDF dal basso. La preparazione del polverino di RDF richiede un impianto di polverizzazione preliminare che occupa, nel layout complessivo dell'impianto, uno spazio non indifferente.

A valle di questa sezione di combustione si ha un normale impianto a vapore per la produzione di potenza elettrica del tutto simile a quella vista per le centrali a griglia. Il ciclo utilizzato è di tipo Hirn con produzione cogenerativa variabile.

Poiché la combustione a letto fluido è più pulita rispetto a quella a griglia tradizionale, gli impianti di depurazione dei fumi sono notevolmente più ridotti e certamente meno impegnativi, avendosi minori quantità di NOx, COx, SOx ed altri inquinanti. In Figura 326 si ha una vista assometrica dell'insieme della caldaia a letto fluido e del generatore di vapore a recupero termico.

11.4 TRATTAMENTO DELLE CENERI DEGLI IMPIANTI A GRIGLIA E A LETTO FLUIDO

Le ceneri attualmente prodotte in tutti gli impianti di termovalorizzazione tradizionali con forni a griglia e a letto fluido contengono numerosi metalli e composti chimici vari. Queste ceneri possono anche essere umide per la fase di lavaggio finale a valle di filtri elettrostatici e sono in percentuale variabile da poco più del 12% nelle caldaie a letto fluido a quasi il 35% per quelle a griglia tradizionali. U

Una bella quantità di prodotti di scarto che oggi viene trasportata nelle discariche pubbliche. e ceneri purtroppo sono *lisciviabili* è cioè possono essere dilavate dalle acque e inquinare il sistema delle falde sotterranee e quindi, in attuazione delle nuove direttive europee, non potranno essere smaltite tal quali ma dovranno subire un processo di inertizzazione.

Un sistema oggi proposto ed utilizzato in alcune grandi centrali di termovalorizzazione europee (vedi Cenon in Francia ove si ha una centrale da 400.000 t/anno di RSU con produzione di 120.000 t/anno di ceneri) è quello di vetrificarle mediante trattamento al plasma ad altissima temperatura.

Mediante le torce al plasma (vedi nel prosieguo) si raggiungono temperature variabili fra 4000 e 7000 °c e quindi tali da fondere le ceneri in uno *slag* (una specie di lava basaltica) che viene poi raffreddato per formare mattonelle, portacenere e prodotti vari da riutilizzare.

In Francia è addirittura nato il consorzio *VIVALDI* che ha lo scopo di trovare sistemi di sfruttamento dello *slag* prodotto dalle torce per fini commerciali.

Lo *slag* è un materiale vetroso e non *lisciviabile* e pertanto, oltre all'uso come materiale da costruzione o di abbellimento, può essere portato a discarica tranquillamente con grande vantaggio anche per la notevole riduzione di peso e volume (da 330 kg iniziali per tonnellata di RSU bruciata a 20 kg di *slag* prodotta dalla torcia).

La problematica dell'utilizzo dello *slag* è comune agli impianti di termovalorizzazione al plasma che sono trattati nel successivo capitolo.

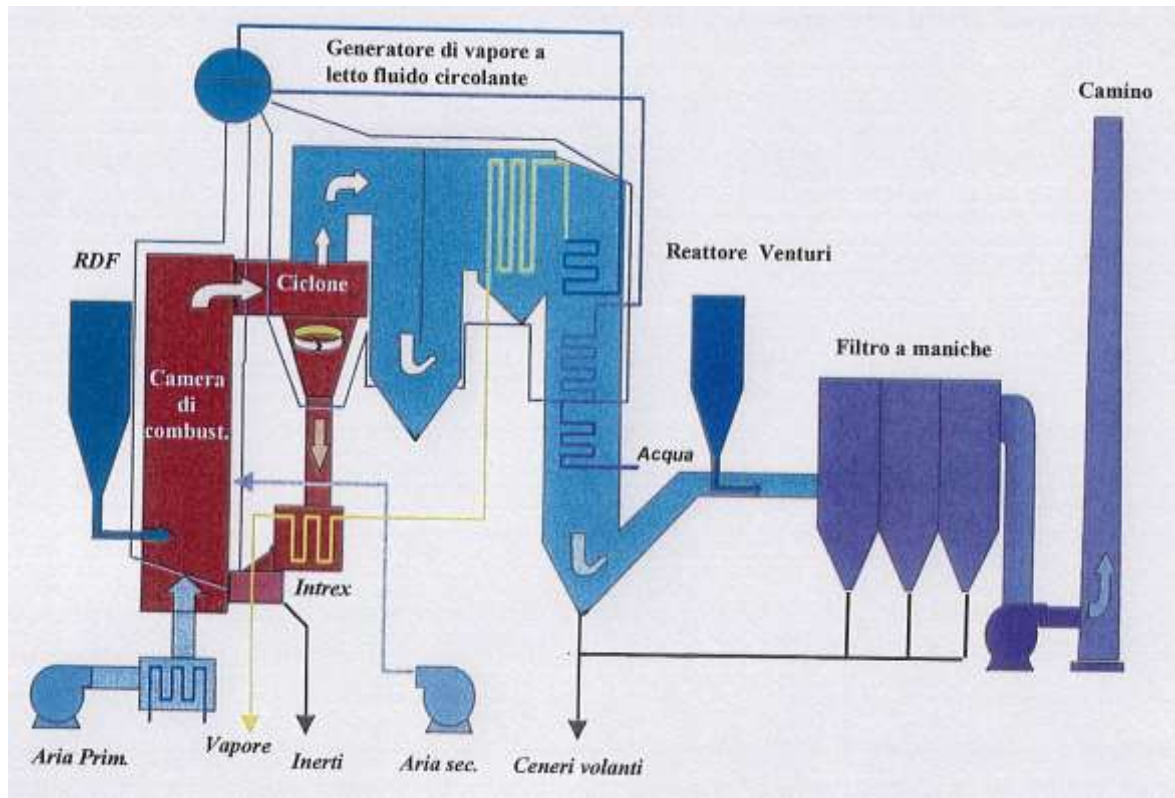


Figura 325: Schema della sezione caldaia a letto fluido e trattamento fumi di Lomellina

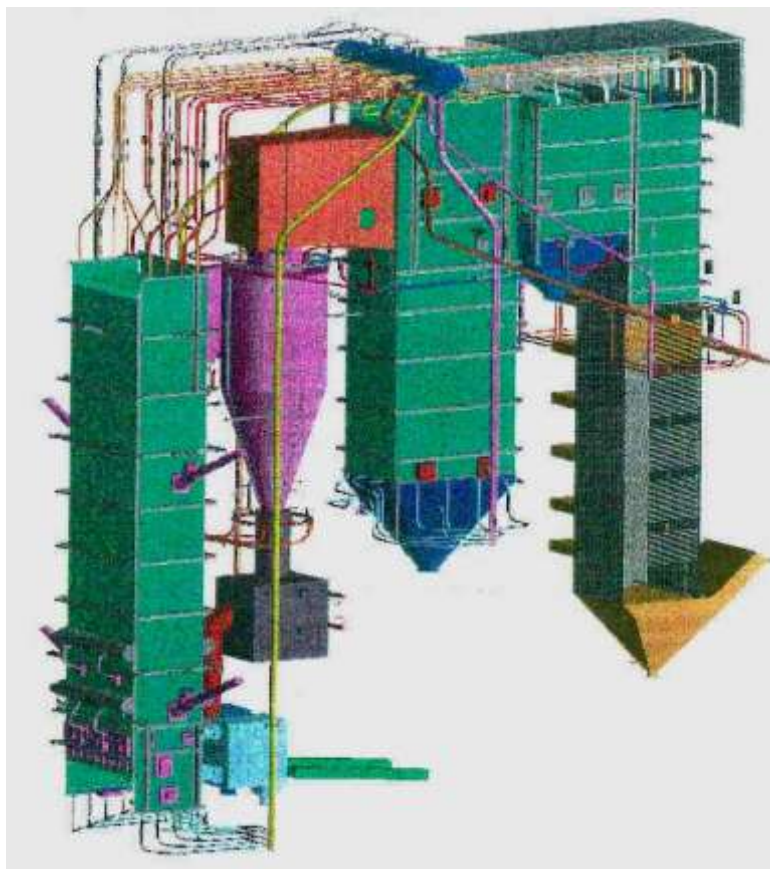


Figura 326: Vista assonometrica di una caldaia a letto fluido e del generatore a recupero

11.5 IMPIANTI AL PLASMA

Le prime *torce al plasma* sono state sviluppate ed utilizzate nell'industria metallurgica e chimica e in particolare per:

- *fusione dei rottami*
- *recupero dell'alluminio, nell'industria chimica*
- *produzione di Acetilene dal gas naturale*
- *produzione di materiali speciali*

L'idea di base degli impianti al plasma è di utilizzare le torce al plasma per gassificare (cioè produrre *syngas* mediante pirolisi ad alta temperatura) i RSU secondo la metafora di Figura 327.

L'elemento innovativo di questa tecnologia è la *torcia al plasma* che, come si vedrà fra poco, è capace di produrre del plasma a temperature elevatissime (le maggiori raggiunte in processi industriali controllati) e tali da provocare una dissociazione termochimica di tutto ciò che viene investito.

Se il materiale dissociato è di tipo organico allora si produrrà gas di sintesi e quindi energia altrimenti si provocherà solamente la fusione del materiale metallico o di qualunque altra natura.

Quest'ultimo procedimento viene oggi utilizzato per fondere materiali metallici alluminosi (lattine usate) per avere nuovamente materia prima per nuovi utilizzi.

11.5.1 LA TORCIA AL PLASMA

Esistono torce alimentate in *Corrente Continua* (DC) e torce alimentate in *Alternata* (AC). Per le applicazioni ai RSU è conveniente utilizzare torce DC: esse necessitano di un convertitore AC-DC, ma sono più perfezionate rispetto alle torce AC.

Modalità di Funzionamento della torcia al plasma

Per quando riguarda le modalità di funzionamento, le torce al plasma si possono classificare in due gruppi (vedi Figura 328):

- *arco trasferito;*
- *arco non trasferito.*

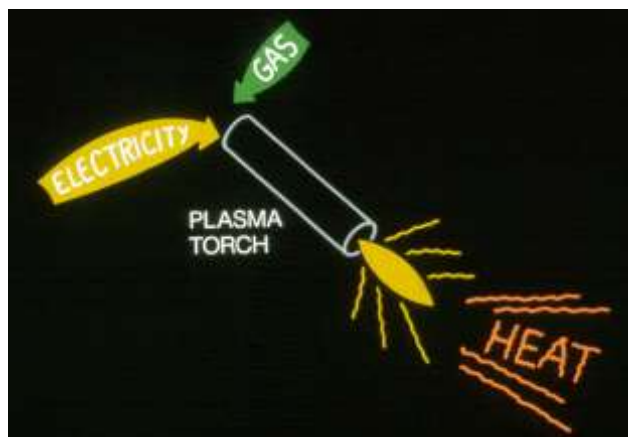


Figura 327: Metafora per gli impianti al plasma

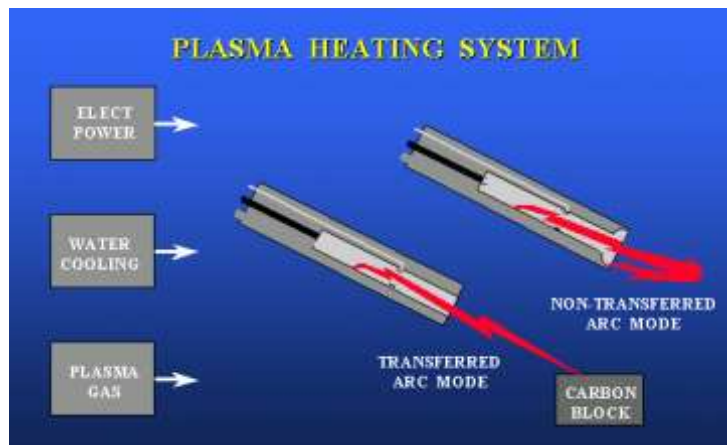


Figura 328: Sistemi ad arco trasferito e non trasferito

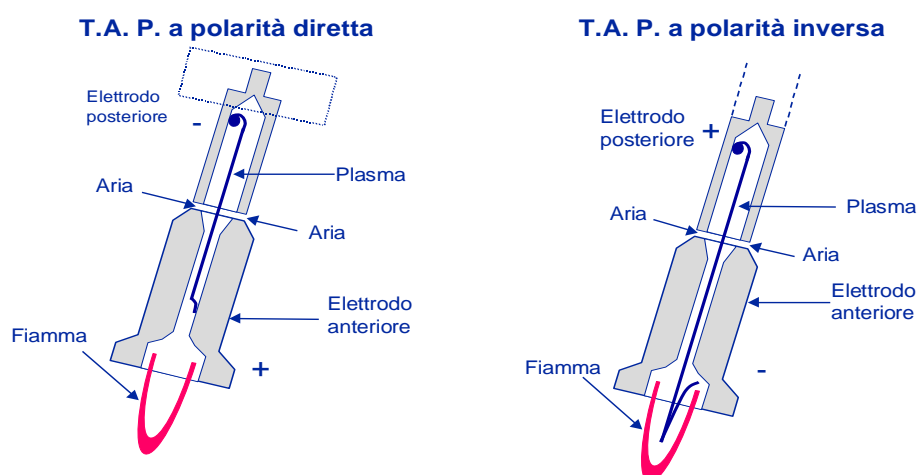
Nel tipo ad *arco trasferito* l'elettrodo nel corpo della torcia funge da anodo o da catodo (a seconda del modello di torcia) mentre il materiale che deve essere trattato funge da altro elettrodo.

Polarità della torcia della torcia al plasma

La modalità di lavoro della torcia ad arco trasferito con anodo sulla torcia e catodo nel materiale da trattare è conosciuta come "*polarità inversa*". La pratica opposta è nota come "*polarità diretta*", vedi Figura 329. Nel caso della torcia ad arco non trasferito entrambe gli elettrodi sono inseriti nella torcia. Similmente a quanto detto per le torce trasferite, quelle non trasferite operano in polarità inversa quando l'elettrodo posteriore funge da anodo e quello anteriore da catodo, viceversa quando il catodo è costituito dall'elettrodo anteriore e l'anodo da quello posteriore esse funzionano in polarità diretta.

Ci sono delle notevoli differenze di comportamento tra le torce ad arco trasferito e non trasferito riguardo al trattamento dei rifiuti. Poiché le torce ad arco trasferito lasciano passare corrente attraverso il materiale fuso che deve essere trattato, si può determinare una considerevole componente di riscaldamento per effetto joule nell'energia che viene trasferita al rifiuto.

SCHEMA DELLA TORCIA AL PLASMA



· *Figura 329: Schemi principali di torce al plasma*

Questo crea temperature più alte che genera correnti convettive nel bacino di fusione contribuendo alla omogeneizzazione della fusione.

Quindi un sistema con torcia ad arco trasferito è in grado di trattare una portata maggiore di materiale, inoltre esso utilizza generalmente un flusso volumetrico di gas di un ordine di grandezza

inferiore rispetto alle torce ad arco non trasferito; una portata di gas più piccola può essere importante per il trattamento dei rifiuti in quanto si riduce in questo modo la quantità di particolato trasportato nel sistema di pulizia del gas di sintesi, il volume del gas combustibile è inoltre minore e quindi si riducono le dimensioni del sistema di pulizia dei gas.

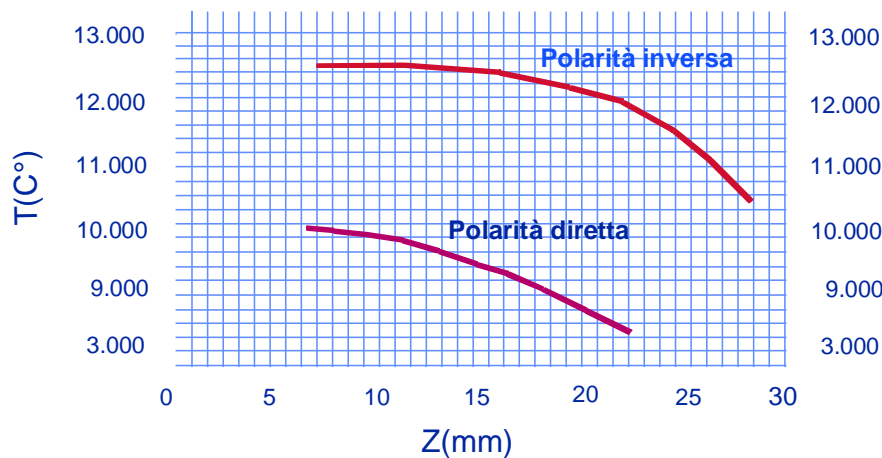


Figura 330: temperature massime raggiungibili con le torce al plasma

Lo svantaggio principale della torcia ad arco trasferito è che il materiale deve essere conduttivo, mentre la maggior parte del materiale inorganico presente generalmente nel rifiuto risulta conduttivo solo allo stato fuso, questo potrebbe rendere l'avvio della torcia estremamente difficoltoso dopo arresti improvvisi, causando serie difficoltà di gestione operativa.

Tutte queste esigenze possono essere ampiamente soddisfatte attraverso l'utilizzo della torcia ad arco non trasferito a polarità diretta il cui schema è mostrato nella seguente figura.

In funzione della polarizzazione si possono raggiungere le temperature indicate nella Figura 330 ove in ascisse si ha la distanza fra gli elettrodi.

Gas attivi utilizzati

Per il funzionamento delle torce occorre utilizzare un gas di attivazione che può essere, di solito, uno dei seguenti:

- *Argon (richiede sistema di accumulo)*
- *Elio (richiede sistema di accumulo)*
- *Azoto (richiede sistema di accumulo)*
- *Aria (non richiede sistema di accumulo)*
- *Vapore d'acqua (richiede sistema di preparazione).*

11.5.2 UTILIZZO DELLA TORCIA PER RSU

La torcia al plasma trova impiego anche nella termo-valorizzazione dei RSU. Essa, infatti:

- *consente elevate temperature tali portare a fusione e pirolisi il RSU.*
- *l'elevata temperatura nel bagno fuso consente la conversione in gas (reforming) del carbonio presente.*

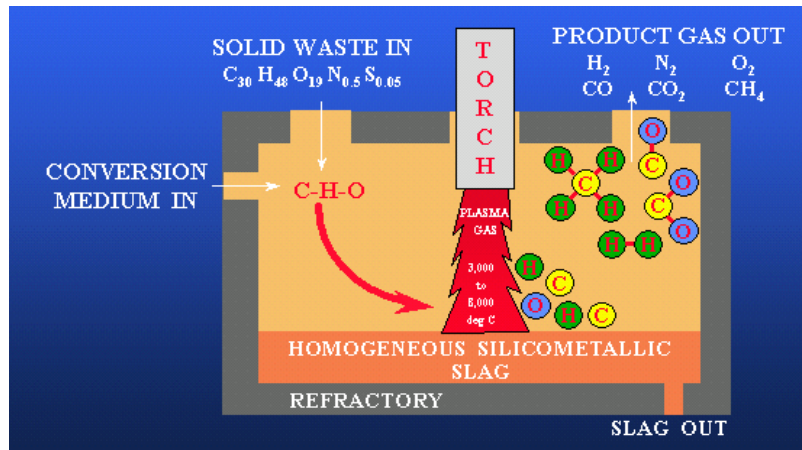
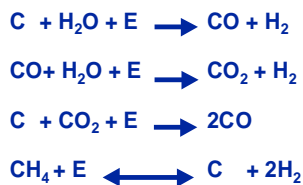


Figura 331: Schema del funzionamento del reattore al plasma

Termocinetica e chimica di base

Le reazioni principali che interessano l'applicazione delle torce al plasma sono indicate in Figura 332 ove è data anche la composizione del gas di sintesi.

REAZIONI DI EQUILIBRIO



DIAGR. DI EQUILIBRIO sistema C-H-O

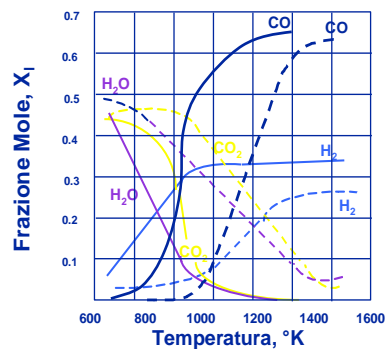


Figura 332: Termocinetica e digrammi di equilibrio nelle torce al plasma per RSU

Dall'esame di questa si può dedurre che il gas prodotto è sufficientemente pulito, non presente impurezze inquinanti (diossine,...) ed è sufficientemente pulito per le applicazioni civili ed industriali che si possono fare.

11.5.3 IL BILANCIO ENERGETICO

Il bilancio energetico effettuato nel reattore al plasma dipende, ovviamente, dalla composizione dei RSU e quindi dalla percentuale di composti organici presenti, dall'umidità, ...

Mediamente per RSU avente PCI di 2400 kcal/kg si ha il bilancio indicato in Figura 333 per tonnellata di RSU introdotta nel reattore. La composizione del syngas è data in Figura 334 e in Figura 335 si quella dello slag per RSU.

Questa composizione varia al variare della tipologia di rifiuti utilizzati. In pratica i componenti di maggior peso sono idrogeni (H₂), azoto (N₂) e monossido di carbonio (CO) La composizione dello slag, anch'essa variabile con la tipologia di rifiuti utilizzati, presenta forti percentuali di Si, Al, Na e Ca con tracce di altri componenti.

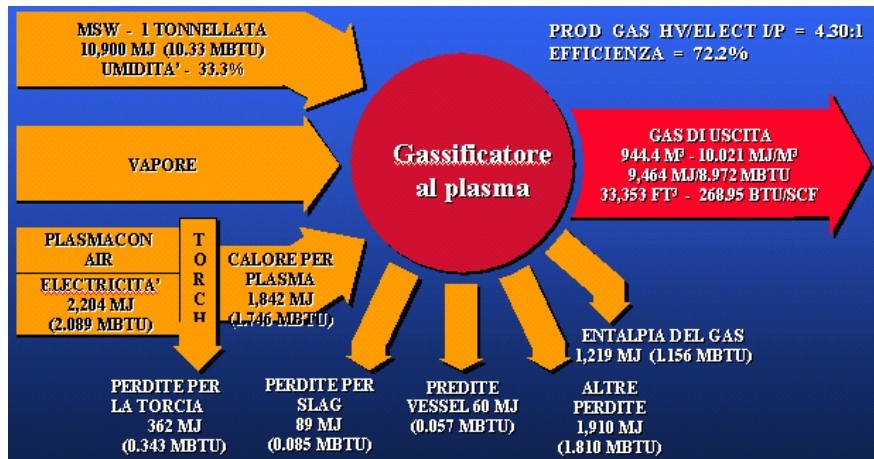


Figura 333: Bilancio energetico nel reattore al plasma

11.5.4 SEZIONE DEL REATTORE AL PLASMA

Il reattore al plasma per RSU ha una particolare geometria studiata sia per consentire la cinetica delle reazioni sopra indicate sia per il *reforming* del carbone prodotto dalle stesse reazioni.

Hydrogen	41.2%
Nitrogen	17.0%
Oxygen	0.3%
Carbon Monoxide	29.7%
Methane	3.2%
Carbon Dioxide	8.3%
Acetylene	0.2%
Ethylene	0.1%

Figura 334: Composizione del syngas

A questo scopo si utilizza un getto di vapore d’acqua indirizzato verso la sezione contenente i prodotti fusi (alla base).

SLAG COMPOSITION (major elements only - in oxide form)	
Aluminum	18.0%
Calcium	14.6%
Iron	3.3%
Magnesium	4.0%
Manganese	0.2%
Phosphorus	0.8%
Potassium	1.9%
Silicon	49.7%
Sodium	5.1%
Titanium	1.1%
Total	98.7%

Figura 335: Composizione dello slag

La sezione schematica di un reattore al plasma con torce a polarità diretta con gas aria è riportata in Figura 336. Le dimensioni sono piuttosto contenute: il diametro è di circa tre metri e l’altezza di circa cinque metri.

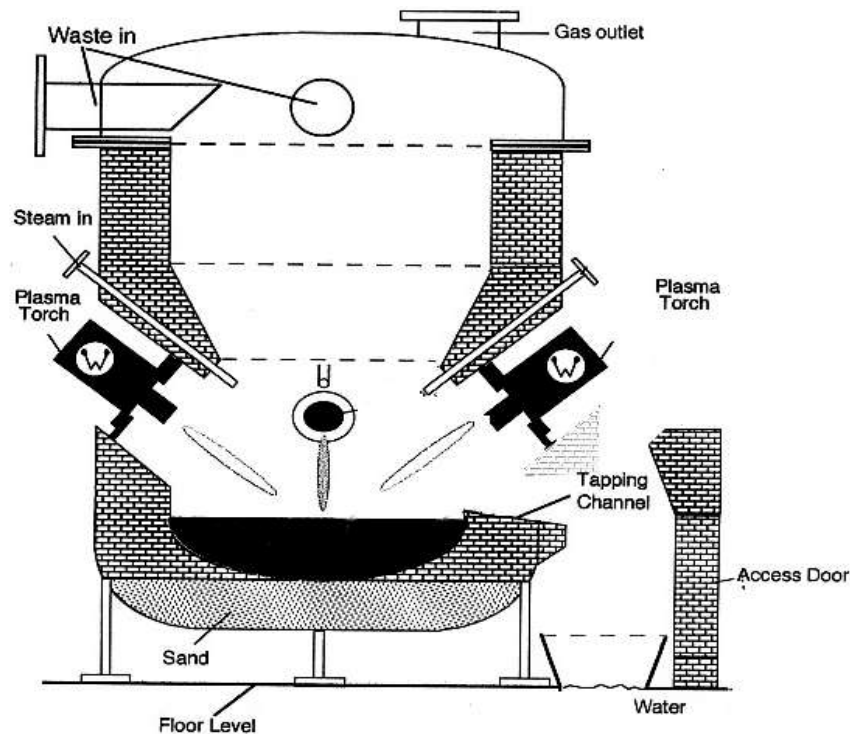


Figura 336: Sezione tipica del reattore al plasma per RSU

11.5.5 IL TRATTAMENTO DEI RIFIUTI

Processo di pirolisi e vetrificazione può essere applicato a:

- *Rifiuti Solidi Urbani ed Assimilati*
- *Rifiuti Ospedalieri e Farmaceutici*
- *Rifiuti Agricoli e scarti di produzione (morchia olearia, raspi, etc.)*
- *Rifiuti Tossici e Nocivi*
- *Rifiuti Debolmente Radioattivi*
- *Recupero "in situ" di terreni inquinati:*
- *Discariche Abbandonate e/o Abusive*
- *Rifiuti Sepolti*
- *Olii da combustione*
- *Residui da industria chimica*
- *Rifiuti navali*

Le *torce al plasma* sono particolarmente convenienti per l'eliminazione di rifiuti industriali, terre radioattive, fanghi industriali, rifiuti ospedalieri e quant'altro richieda attenzione particolare nello smaltimento. Una delle applicazioni principali, infatti, è la vetrificazione di rifiuti pericolosi grazie all'elevata temperatura raggiungibile.

11.5.6 LAY-OUT DI UN IMPIANTO AL PLASMA

Lo schema generalizzato a blocchi di un tipico impianto al plasma è indicato in Figura 337. La sezione di produzione dell'energia può essere sia con macchine termiche o mediante ciclo combinato Joule-Hirn. In quest'ultimo caso si hanno rendimenti di trasformazione molto elevati e la produzione netta di energia risulta superiore al 50% di quella propria dei RSU.

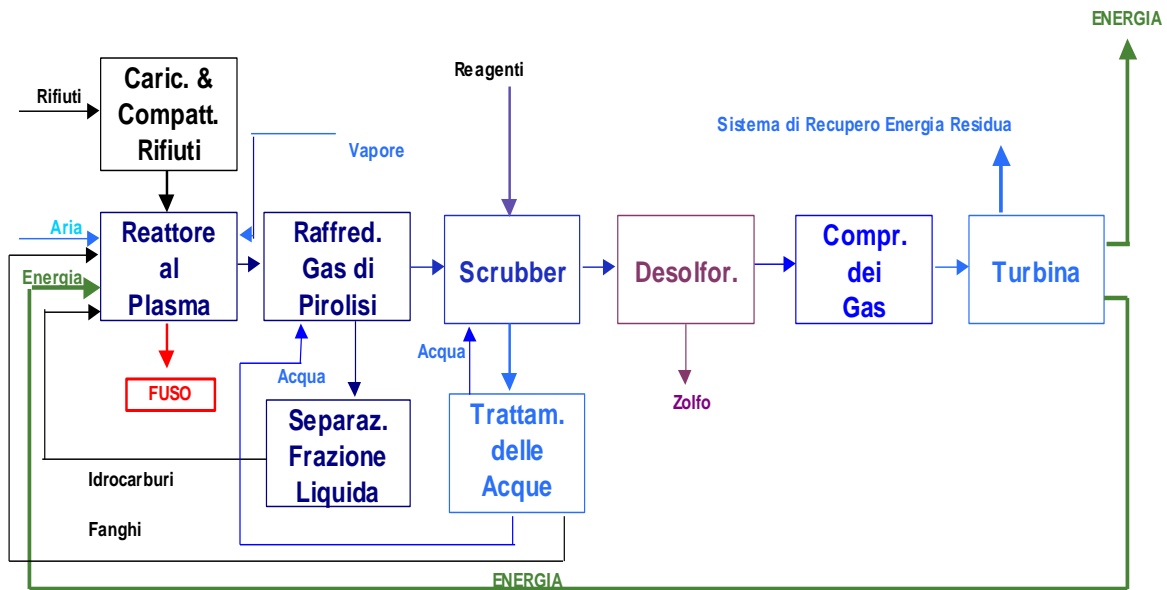


Figura 337: Schema impiantistico

11.5.7 TRASFORMAZIONI DEL PROCESSO AL PLASMA

In sintesi le trasformazioni principali che sono effettuate in un impianto al plasma sono:

- *Trasformazione dei componenti organici in gas di pirolisi altamente energetico (nel quale si ha, circa, $H_2=53\%$, $CO=35\%$)*
- *Trasformazione dei componenti inorganici in massa lavica, lo slag, (tipo basalto) totalmente inerte e non tossica, non lisciviabile, contenente all'interno i metalli pesanti, utilizzabile come materiale da costruzione.*

In Figura 338 si ha una tipica fuoriuscita di *slag* da un reattore al plasma per RSU. In Figura 339 si hanno varie tipologie di materiali ottenuti dalla *slag* mediante diversa velocità di raffreddamento e/o con l'aggiunta di inerti (terre) per ottenere colorazioni particolari. Si ricordi che anche se non si volesse utilizzare lo *slag* per trasformazioni particolari esso può essere vantaggiosamente portato a discarica poiché totalmente inerte e non *lisciviabile*. Il materiale fuso può essere utilizzato anche per la fabbricazione di fibre di lana di roccia, mattonelle per pavimentazione stradale, pietrame per uso ferroviario (*ballast*),...

11.5.8 CARATTERISTICHE PRINCIPALI DEL PROCESSO AL PLASMA

Nella seguente tabella si ha la sintesi delle caratteristiche principali degli impianti al plasma in relazione a quelle tipiche di un inceneritore.

Dal confronto risultano evidenti i vantaggi presentati dalla tecnologia al plasma sia in termini operativi (minori richieste impiantistiche) che di flessibilità. Anche dal punto di vista ambientale il confronto, indicato nella successiva tabella, risulta più favorevole agli impianti al plasma per tutti gli aspetti considerati. In definitiva i vantaggi offerti possono così riassumersi:

- *è ecologico (non è una combustione!);*
- *non emette fumi e sostanze tossiche quali Diossine e Furani;*
- *non produce ceneri;*
- *non produce scorie di fondo;*
- *è economico e redditizio;*
- *ha dimensioni ridotte - fino a 30% di risparmio sull'investimento (rispetto a inceneritore convenzionale);*
- *produce energia in eccesso rispetto a quella necessaria al suo funzionamento;*

- *è flessibile in quanto può trattare insieme di rifiuti quali RSU-RSA anche umidi (fino al 70% u.r.), metalli, plastiche e vetro, copertoni e rifiuti ospedalieri, ceneri agricole e da allevamenti, ecc.;*
- *è modulare: da 150 a oltre 5.000 ton/giorno (RSU/RSA);*
- *possibilità di aggiungere moduli anche in tempi successivi;*
- *la torcia può funzionare dal 30 al 110% della sua potenza nominale e ciò garantisce una maggiore operazionalità di questi impianti rispetto ad altre tipologie;*
- *dimensioni ridotte dell'impianto con superfici coperte da un minimo 1.500 m² a un massimo di 10.000 m² (superficie totale da 1 a 5 ettari) con un'altezza 10-15 m;*
- *Assenza di fumi;*
- *Acque integralmente riciclate per uso interno;*
- *Può essere costruito anche in cava dismessa e da recuperare;*
- *Un impianto medio (250÷300 ton/giorno) può essere alimentato giornalmente da 14-20 autocompattatori.*



Figura 338: Materiale fuso in uscita dal reattore al plasma



Figura 339: Varie tipologie di slag raffreddato

REQUISITI	IMPIANTO PLASMA	INCENERITORI
Preselezione	Non Necessaria	Necessaria
Essiccamento	Non Necessario	Necessario
Umidità Ammissibile	65 - 75 %	20 - 35 %
PUÒ TRATTARE		
Ceneri	SI	NO
Rif. Osped.	SI	SI, se specifico
Rif. Industr.	SI	SI, se specifico
Tossici & Nocivi	SI	SI, solo in qualche caso

Figura 340: Confronto di alcune tipologie di impianto

RES. ULTIMO	IMPIANTO PLASMA	INCENERITORI
Ceneri Volanti	NO	SI
Discariche Speciali	NO	SI
Ceneri di fondo	NO	SI
Materia Prima Ultima	SI	NO

Figura 341: Confronto fra le tipologie di residui

Inoltre La costruzione e il funzionamento nel territorio di un impianto al plasma ad alta tecnologia favorisce:

- *il lavoro indotto per la aziende locali, per la costruzione ed operazione dell'impianto;*
- *lo sviluppo di nuovi posti di lavoro per la conduzione dell'impianto;*
- *l'innalzamento del livello tecnologico e della competitività delle aziende esistenti del territorio;*
- *la costituzione e lo sviluppo di un polo industriale ad alta tecnologia da parte di aziende attratte dalla disponibilità di energia e di manodopera di alta qualificazione;*
- *sviluppo del livello occupazionale nel territorio;*
- *riduzione del carico fiscale specifico sulla popolazione;*
- *inertizzazione totale di sostanze tossiche in tempi compatibili con le raccomandazioni europee;*
- *recupero delle aree inquinate da rifiuti tossici.*

11.6 SMALTIMENTO DI RIFIUTI SPECIALI

I rifiuti speciali (ospedalieri, industriali e nocivi) richiedono una procedura di smaltimento controllata. Di solito gli impianti a pirolisi a bassa temperatura, griglia e a letto fluido possono smaltire i rifiuti ospedalieri e industriali purché vengano dotati di particolare griglie di alimentazione separate da quelle per i RSU e assimilabili.

I fanghi di scarico industriali e da espurgo di pozzi possono ancora essere smaltiti da queste tipologie di impianto e vengono utilizzate diverse tecniche per alimentare i forni. Ad esempio si possono mescolare i fanghi in percentuale con i RSU in modo da formare un impasto non eccessivamente molle. Nei forni rotanti a pirolisi si può avere una bocca di alimentazione separata che alimenta, a cicli alterni, i forni stessi.

Per i rifiuti tossici e radioattivi (terre contaminate, prodotti di scarto dell'industria nucleare, ...) i mezzi di smaltimento non sono molti. Per decenni si è utilizzata la torcia al plasma per vetrificarli e renderli quindi non lisciviabili. Pertanto gli impianti al plasma per RSU possono, con una alimentazione separata e controllata, smaltire qualsivoglia tipologia di prodotti.

11.7 SMALTIMENTO DELLE FRAZIONI DIFFERENZIATE

Il Decreto Ronchi prevede la raccolta differenziata obbligatoria dei RSU. Attualmente esiste un notevole divario fra le regioni del nord e quelle del sud. Nelle prime si sono raggiunte percentuali di differenziazione che hanno raggiunto il 36% a Brescia e percentuali di poco inferiori in altre grandi città. Nel Sud d'Italia la raccolta differenziata è ancora da inventare e in alcuni casi si raggiungono percentuali dell'ordine del 5%, ancora basse. Le frazioni differenziate dovrebbero essere conferite ai consorzi predisposti per legge al riuso di questi materiali ma spesso le frazioni differenziate vengono egualmente smaltite in discarica.

In pratica si ha una sorta di soddisfacimento della legge per la raccolta differenziata ma non per il riuso. In pratica è come trasportare a discarica la frazione umida mediante autocompattatrici e con altri camion le frazioni differenziate. Gli impianti di termovalorizzazione possono certamente utilizzare con profitto alcune frazioni differenziate, escluse quelle vetrose e metalliche. La carta e la plastica, infatti, elevano il potere calorifico dei rifiuti e migliorano il CDR prodotto dal pretrattamento. Un discorso diverso si potrebbe fare sulla convenienza energetica del riuso delle frazioni differenziate rispetto all'utilizzo negli impianti di termovalorizzazione. Il riuso richiede, infatti, una ulteriore quantità di energia di lavorazione che risulta essere maggiore di quella che se ne potrebbe ottenere negli impianti di termovalorizzazione.

Questo tipo di analisi viene detta *Life Cycle Analysis* e si avvale di considerazioni di tipo termodinamico ed exergonomico oggi molto importanti. Probabilmente l'impostazione delle leggi attualmente in vigore risulta già *vecchia* rispetto alle nuove concezioni exergonomiche attuali. Il riutilizzo dei materiali aveva certamente un significato (anche morale) se confrontato con il consumismo e con la discarica dei RSU tal quali.

Oggi con gli impianti di termovalorizzazione possiamo ottenere di più, in senso termodinamico e sinergico, mediante trasformazione dei rifiuti in energia primaria che mediante il riuso delle frazioni differenziate energetiche. La raccolta differenziata dei materiali metallici (ferrosi e alluminosi in particolare) può consentire un riuso proficuo degli stessi perché possono essere riportati in fonderia e quindi utilizzati quale materia prima. Anche il vetro può essere riciclato nelle vetrerie anche se non con la stessa efficacia dei materiali metallici.

La carta può essere riciclata per ottenere carta di minore pregio ma che, in ogni caso, riduce il consumo di nuova cellulosa. La plastica può essere riciclata per ottenere prodotti definiti utili (sistemi di imballaggio, utensili per giardinaggio, ...) ma che spesso stentano a trovare una collocazione di mercato.

La domanda di fondo è allora questa: se per riciclare questi prodotti debbo consumare energia primaria in quantità maggiore di quella che gli stessi materiali produrrebbero negli impianti di termovalorizzazione è ancora conveniente riciclare?

L'energia primaria è ottenuta mediante fonti prevalentemente non rinnovabili e quindi si ha sia un impoverimento energetico che un maggiore inquinamento dovuto all'emissione di *gas serra* in atmosfera. Un bilancio sull'emissione di CO₂ mediante termovalorizzazione con forni a griglia porta ai seguenti risultati (fonte ASM di Brescia):

- *contributo netto di CO₂ per conferimento di RSU a discarica:* 690 kg/t_{RSU}
- *contributo netto di CO₂ per conferimento a termovalorizzatore* -550 kg/t_{RSU}

Pertanto per ogni tonnellata di RSU conferita al termovalorizzatore si ha una differenza di 1240 kg di CO₂ scaricata in atmosfera.

Se confrontiamo questo dato con la maggiore produzione di CO₂ per la maggiore quantità di energia necessaria al riciclo si intuisce come tutta l'attuale legislazione debba essere rivista. Gli accordi di Kyoto impongono agli stati europei una riduzione non indifferente della produzione di CO₂ e per l'Italia si dovrebbe avere una riduzione del 6.5% rispetto al 1990.

Se non si rivede in senso anche energetico la legislazione italiana ed europea questo obiettivo diviene difficile da realizzare. Un calcolo effettuato dalla ASM di Brescia mostra come con 40 impianti aventi la potenziali equivalente del termovalorizzatore di Brescia (240.000 t/anno di CDR) si potrebbe avere una riduzione di 20.000 di tonnellate di CO₂ entro 2012, rispettando pienamente gli impegni di Kyoto.

12. LA COGENERAZIONE

Le ripetute crisi energetiche degli anni 'settanta hanno svegliato l'interesse verso la *cogenerazione* cioè la produzione combinata di energia meccanica o elettrica e di energia termica. I settori di interesse sono numerosi e variano dai trasporti, al riscaldamento ambientale, alla termovalorizzazione dei rifiuti solidi urbani e in genere a tutti gli usi civili ed industriali dell'energia.

L'uso combinato di sistemi integrati per la produzione contemporanea di energia elettrica e termica partendo dalla stessa fonte primaria consente non solo di avere rendimenti complessivi elevati ma anche di ridurre il consumo di combustibili di tipo tradizionali e quindi anche di ridurre le emissioni di CO₂ nell'atmosfera. Quest'ultimo effetto è quanto mai importante anche alla luce delle determinazioni della *Conferenza Internazionale di Kyoto* (1992) per la riduzione dell'effetto serra.

La condizione probabilmente più importante ed impegnativa degli impianti cogenerativi è la simultaneità della richiesta energetica elettrica e termica che porta ad avere una utilizzazione degli impianti quasi costante ed ai massimi livelli. Per questo motivo la cogenerazione ha avuto interessanti sviluppi nel settore industriale, dove i carichi sono quasi sempre a regime costante, mentre ha stentato a farsi strada nel settore civile caratterizzati da una variabilità notevoli dei carichi sia termici che elettrici.

Si pensi alla variabilità stagionali dei carichi: in inverno sono elevati quelli termici per il riscaldamento mentre in estate sono elevati quelli elettrici per il condizionamento (compressori alimentati elettricamente).

L'uso di un frigorifero ad assorbimento potrebbe convertire l'utenza elettrica estiva in una termica e quindi consentire il recupero dell'energia termica prodotta dal cogeneratore ma esistono alcune difficoltà generate dalla non equivalenza dei carichi.

Fra le applicazioni civili, inoltre, spiccano quelle di grandi complessi (centri commerciali, ospedali, grandi alberghi, strutture aeroportuali, ...) caratterizzati da una utenza di base costante, soddisfatta dagli impianti di cogenerazione, e da una parte variabile soddisfatta mediante apparecchiature ausiliari o importando energia dalle reti esterne.

Ai fini del calcolo dei rendimenti occorrerebbe fare riferimento all'exergia anziché all'energia a meno di non introdurre macchinose espressioni, spesso prive di significato fisico, per meglio definire i vari contesti operativi degli impianti di cogenerazione. A questo scopo è utile richiamare i concetti fondamentali dal corso di Termodinamica Applicata svolto in Fisica Tecnica.

12.1 STORIA DELLA COGENERAZIONE

Il termine *cogeneration* fu usato per la prima volta dal *Presidente Carter* nel suo messaggio sull'energia del 1977 ed è un modo moderno di rappresentare concetti antichi. Già nel 1930 la

centrale elettrica di Langerbrugge (Belgio) forniva anche vapore alla vicina fabbrica di carta. Interno agli anni '50 si ebbe un nuovo impulso negli USA dove circa il 15% dei fabbisogni energetici dell'industria venivano garantiti da impianti cogenerativi, pur con notevoli difficoltà dovute al bassissimo prezzo del petrolio in quegli anni e fino all'inizio degli anni '70. Fu proprio la crisi petrolifera del 1973 che portò Carter a promulgare una legge per la privatizzazione della produzione e distribuzione dell'energia elettrica in regime di puro mercato. Ciò è stato sufficiente per avere uno sviluppo di impianti cogenerativi che utilizzano meglio le fonti primarie e quindi garantiscono un uso più razionale dell'energia prodotta.

L'Italia si è sempre contraddistinta in negativo nel recepire le novità e per oltre due decenni ha mantenuto intatto il regime di monopolio dell'ENEL, anzi ha complicato le cose introducendo un assurdo e antieconomico *sovrapprezzo termico* dettato solamente da esigenze di difesa dello stesso del regime di monopolio. Questo balzello (non so come si possa definire altrimenti!) ha praticamente bloccato lo sviluppo delle energie alternative ed è servito a mantenere ben saldo il potere dell'ENEL.

Proprio negli anni 'settanta nasceva il TOTEM® della Fiat che si è visto chiudere il possibile mercato a favore del monopolio energetico ENEL.

Finalmente nel 1991 con la L. 9/91 e L. 10/91 si cominciano a recepire gli aspetti innovativi della cogenerazione favorendo lo sviluppo dell'autoproduzione dell'energia elettrica mediante l'applicazione della nota determinazione del *Comitato Interministeriale Prezzi* n. 6 (detta *CIP-6*) che consentiva ai privati di vendere all'ENEL l'energia elettrica autoprodotta in eccesso rispetto ai propri fabbisogni.

Ci sono voluti più di venti anni per capire ciò che il resto del mondo aveva capito ed attuato due decenni prima. E ancora non siamo al meglio: solo di recente (*Decreto Bersani*) si parla di ridurre il monopolio ENEL con la possibilità di produzione e distribuzione dell'energia elettrica aperta ai privati.

C'è molto rumore sui nuovi soggetti industriali ma ancora si è fatto poco, ad eccezione di un numero limitato di aziende municipalizzate di grandi città che hanno sviluppato in proprio il settore energetico (vedansi gli esempi di Milano, Brescia, Ferrara, Roma,..).

Va detto che in questi ultimi anni l'Italia ha un deficit produttivo di energia elettrica dell'ordine del 20% e che l'autoproduzione dei privati ha contribuito per ben il 12% dell'energia prodotta, riducendo fortemente il deficit. Forse è stata questa la sorpresa maggiore delle nuove leggi.

Ad ogni buon conto il 50% passerà ai privati che potranno innescare quel benefico regime di concorrenza che solo una elevata efficienza industriale potrà garantire.

E' certo, comunque, che sia le nuove centrali che il *revamping*⁴³ delle vecchie esistenti dovranno utilizzare cicli combinati e cogenerativi per sfruttare al massimo ogni Joule ottenibile dal combustibile che, ogni giorno di più, diviene caro e prezioso.

12.2 EXERGIA

Il rendimento di una macchina motrice è dato dal rapporto:

$$\eta = \frac{L_{netto}}{Q_{fornito}} \quad (2)$$

Il lavoro massimo ottenuto dal calore Q_1 è dato, secondo Carnot, dall'espressione:

$$L_{max} = Q_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \quad (3)$$

⁴³ Termine utilizzato nell'industria per indicare il rifacimento o l'aggiornamento di un impianto.

Quest'espressione definisce anche il livello termico di riferimento T_2 solitamente coincidente con l'ambiente esterno. Gli anglosassoni, sempre piuttosto fioriti nelle loro definizioni, chiamano l'*ambiente esterno* con il termine **dead state** (*stato morto*) per meglio testimoniare il fatto che, approssimandosi la temperatura di utilizzo dell'energia termica alla temperatura dell'ambiente il lavoro ottenibile tende a zero. La (3) definisce anche un *valore termico* della quantità di calore Q_1 dato dal *fattore di Carnot*:

$$1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (4)$$

qualora si assume T_2 come temperatura di riferimento.

Si ricorda ancora che la degradazione dell'energia verso livelli inferiori (ad esempio mediante uno scambiatore di calore) porta ad una perdita inevitabile di lavoro dato da:

$$\Delta L = T_2 \left(\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_1} \right) = T_2 \Delta S_{totale} \quad (5)$$

Una produzione di entropia è sempre correlata ad una perdita di lavoro utile. Si ricorda ancora che il secondo principio della *Termodinamica* può essere scritto nella forma di Clausius:

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + dS_{irreversibile} \quad (6)$$

la quale esprime il concetto di *produzione di entropia per irreversibilità*. Questa produzione è sempre presente nelle trasformazioni reali e pertanto essa è anche associata ad una perdita di *exergia* propria di queste trasformazioni. In genere, nota la produzione di entropia si ha:

$$\Delta L = T_0 \Delta S \quad (7)$$

con T_0 temperatura dell'ambiente (*dead state*), considerato come serbatoio finale di tutte le trasformazioni reali.

Come conseguenza di quanto sopra accennato possiamo dire che il primo principio della Termodinamica esprime la conservazione dell'energia e quindi anche di quella termica.

Il secondo principio ci dice che, a pari *energia*, parte dell'*exergia* viene perduta nelle trasformazioni (*reali*) per divenire *energia perduta* o *anergia*. Vale, quindi, il seguente bilancio:

$$\Delta E = \Delta X + \Delta A \quad (8)$$

ove si sono indicati:

- ΔE *variazione di energia;*
- ΔX *variazione di exergia*
- ΔA *variazioni di anergia.*

Esiste, quindi, una notevole differenza fra l'*energia* e la sua *disponibilità (availability)* ad essere utilizzata e in particolare ad essere trasformata in lavoro.

Definiamo, pertanto, come *energia disponibile* di un sistema rispetto ad un altro, definito come serbatoio, *la massima quantità di energia che può essere trasformata in lavoro quando il sistema è portato in equilibrio con il serbatoio*. Avendo detto che il serbatoio finale delle trasformazioni reali è l'ambiente esterno allora definiamo *exergia* l'energia disponibile di un sistema rispetto all'ambiente, considerato come serbatoio ideale. Si definisce *exergia di sistema* per un sistema chiuso la differenza:

$$E_x = (U - T_0 S) - (U_0 - T_0 S_0) \quad (9)$$

avendo usato il pedice 0 per l'ambiente.

Possiamo dare ancora una nuova definizione del secondo principio della Termodinamica: l'*exergia* si conserva solo per i sistemi reversibili mentre si degrada nei sistemi irreversibili.

12.3 EFFICIENZA DELL'USO DELL'ENERGIA

Si è soliti utilizzare, per abitudine ormai plurisecolare, una definizione di rendimento basato sull'*energia* (detto anche rendimento di primo principio) e quindi assumendo che l'energia totale del sistema si conserva (1° Principio). Ne segue che, nelle applicazioni pratiche, l'ottimizzazione energetica si risolve in una riduzione al minimo delle perdite di energia dal sistema (ad esempio attraverso i fumi nel camino o attraverso i disperdimenti dalle pareti o mediante la riduzione degli attriti, ...).

In pratica il *rendimento energetico* viene definito dal rapporto:

$$\eta_{en} = \frac{E_{utile}}{E_{totale}} \quad (10)$$

avendo anche definito:

$$E_{utile} = E_{totale} - E_{perduta} \quad (11)$$

Il *rendimento energetico* è una grandezza minore di 1 e il suo complemento esprime il rapporto fra l'energia perduta e quella totale. Si intuisce dalla (11) come massimizzare il rendimento significhi minimizzare le perdite. E' quello che si fa nelle caldaie, negli accumulatori termici, nel riscaldamento degli edifici,

Si può subito osservare che quanto sopra definito è corretto se le energie in gioco sono tutte *dello stesso valore* ovvero se sono della *stessa qualità*. Va bene per una macchina elettrica o una macchina operatrice meccanica ma non va bene per una macchina termica perché cambia il *valore termico* dell'energia in funzione della temperatura di utilizzo, in base al fattore di Carnot (4).

Pertanto se forniamo ad una caldaia calore a 1500 K per riscaldare acqua a 370 K è evidente che una definizione di rendimento basata sulla (10) è concettualmente errata perché il calore a 370 K ha un valore termico molto inferiore del calore fornito a 1500 K. Eppure è ciò che viene giornalmente fatto quando si definisce il rendimento di caldaia come:

$$\eta_{caldaia} = \frac{E_{utile\ all'\ acqua}}{E_{fornita\ dal\ bruciatore}} \quad (12)$$

e la differenza fra denominatore e numeratore è data dalle perdite attraverso il mantello della caldaia e attraverso i fumi. L'analisi energetica (diagramma di *Sunkey*) ci dice che le perdite exergetiche a bassa temperatura (cioè vicine a quella ambiente) sono trascurabili rispetto al degrado termico effettuato nello scambiatore di calore fra 1500 K e 370 K.

Ecco allora che appare più corretto definire il rendimento di secondo principio (o secondo ordine) come:

$$\eta_{ex} = \frac{L_{\min} (Exergia\ utile)}{L_{\max} (Exergia\ introdotta)} \quad (13)$$

e vale anche la relazione:

$$L_{\max} = L_{\min} + \Delta E_x \quad (14)$$

avendo indicato con ΔE_x le perdite di exergia.

Massimizzare il rendimento exergetico significa ridurre le perdite exergetiche dissipando la minore quantità di lavoro possibile.

E' utile osservare che l'analisi exergetica può portare a conclusioni anche profondamente diverse da quelle dell'analisi energetica. Ad esempio il rendimento exergetico di una buona caldaia è circa il 5% mentre quello energetico può essere anche il 97%: il primo valore ci dice che siamo di fronte ad un assurdo termodinamico (il degrado del calore dall'alta alla bassa temperatura) mentre il secondo valore ci inebria e ci riempie di illusioni sulla funzionalità della caldaia.

Lo stesso avviene, lo si ricorderà dalla *Fisica Tecnica*, andando a calcolare le perdite exergetiche definite dal rapporto:

$$\eta_{\text{perdite_exergetiche}} = \frac{E_{\text{exergia_perduta}}}{E_{\text{exergia_ricevuta}}} \quad (15)$$

per un condensatore in un impianto a vapore a ciclo Hirn: le perdite energetiche sono enormi (circa il 66%) mentre quelle exergetiche sono irrisorie (circa 1,5%). Il diagramma di *Sunkey* per un ciclo a vapore ci dice che perdiamo moltissima exergia nel processo di combustione e di riscaldamento del vapore a soli 570 °C pur avendo una temperatura di fiamma di circa 1800 °C.

In base a quanto detto si può osservare che un impianto di riscaldamento può essere reso efficiente se è possibile migliorare la combustione del gas (ad esempio metano) e degli scambi termici.

Si può immaginare di bruciare metano in una centrale termoelettrica con rendimento exergetico del 40% e di riscaldare l'acqua dei radiatori con una pompa di calore con COP 3.

Il rendimento exergetico complessivo diviene pari all'8% circa contro qualche percento ottenibile con l'uso diretto del metano in caldaia per produrre acqua a 80 °C.

Una seconda ipotesi potrebbe essere quella di bruciare metano in un motore a combustione interna, ad esempio un motore di automobile opportunamente convertito per questo utilizzo, con rendimento exergetico del 35% circa e che aziona una pompa di calore. Questa potrebbe preriscaldare l'acqua che alimenta i radiatori fino a 50 °C utilizzando parte dell'energia del liquido di raffreddamento del motore e dei gas di scarico del motore per raggiungere temperature fino a 80 °C. Il COP della pompa di calore salirebbe fino a 3,5 ed il rendimento exergetico complessivo salirebbe fino all'11%.

La *cogenerazione* e la *trigenerazione*⁴⁴ rispondono bene alle necessità di economia dell'exergia migliorando la *qualità* dei processi di trasformazione dell'energia. Queste nuove tecniche applicano il concetto dell'*energy cascading* e quindi consentono alle singole utenze di attingere ad una sorgente il cui livello exergetico è il più consono per gli usi finali preposti. Ciò consente di riversare nell'ambiente un cascame termico quasi del tutto esausto, cioè con un minor grado di irreversibilità e quindi con minore impatto ambientale.

12.4 IL FATTORE DI QUALITÀ, FQ

Per caratterizzare una fonte di energia si utilizza il *fattore di qualità*, *FQ*, che misura la parte di exergia contenuta nella quantità totale di energia.

Per l'energia elettrica e meccanica $FQ=1$ mentre per l'energia termica vale il *fattore di Carnot* (4) che esprime il grado di conversione ideale di una sorgente di calore in lavoro utile (cioè la sua exergia).

In Figura 342 si ha l'andamento del *Fattore di Carnot* in funzione della temperatura della sorgente calda rispetto ad un ambiente a 300 K.

Si comprende bene, dall'osservazione di questa figura, come *FQ* tenda a zero quando ci si avvicina all'ambiente (*dead state*) mentre cresce molto quanto più alta è la temperatura della sorgente.

Noto il fattore di qualità *FQ* si può calcolare l'exergia ottenibile dalla semplice relazione:

$$e = FQ \cdot h \quad (16)$$

ove con *h* si è indicata l'entalpia specifica (kJ/kg) della fonte considerata.

⁴⁴ Con *Trigenerazione* si intende la produzione simultanea di energia elettrica, di calore e di freddo. Si vedrà in seguito come sono costituiti gli impianti trigenerativi.

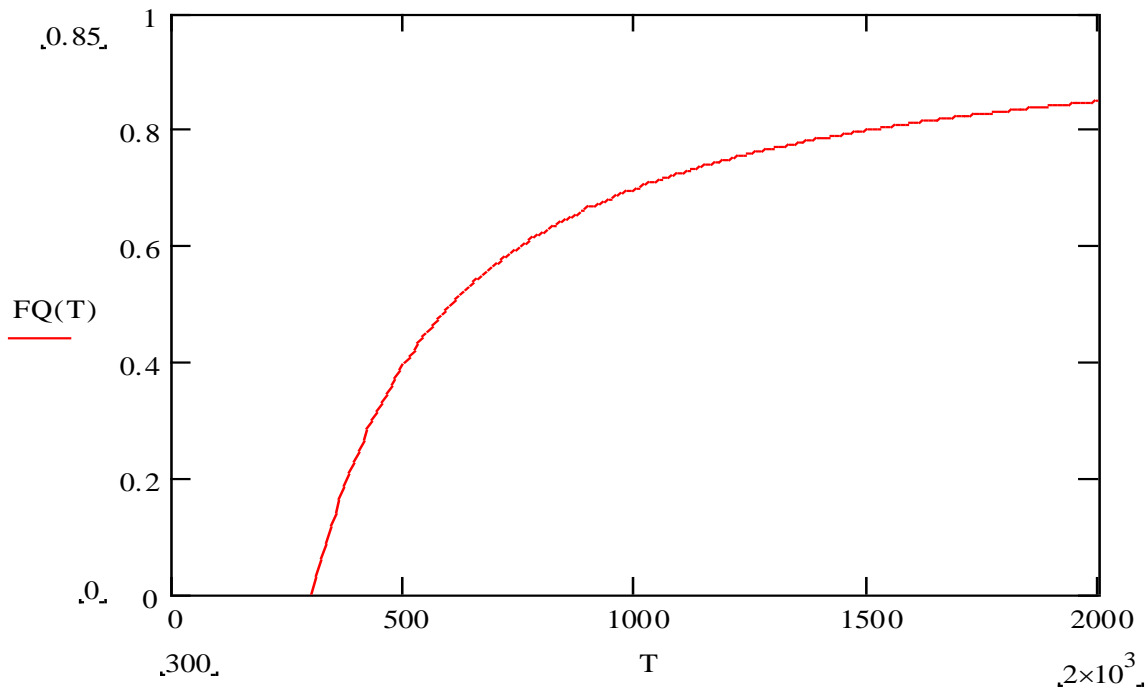


Figura 342: Andamento del Fattore di Carnot

12.5 ESPRESSIONI DEI RENDIMENTI

Se consideriamo una macchina cogeneratrice che produce una potenza elettrica E ed una termica Q utilizzando una fonte di energia primaria $C = m \cdot (p.c.i.)$, con m quantità di combustibile avente potere calorifico inferiore $p.c.i.$, si definisce rendimento *energetico* della cogenerazione:

$$\eta = \frac{E + Q}{m \cdot pci} = \frac{E + Q}{C} = \eta_E + \eta_T \tag{17}$$

ove η_E ed η_T sono i rendimenti elettrici e termici ciascuno riferito alla stessa quantità di energia primaria C . L'exergia del combustibile è definita come *il lavoro massimo ottenibile in un sistema termodinamico aperto in regime puramente con possibilità di scambio termico solo con l'ambiente esterno, sede di una reazione di ossidazione completa (mediante operazioni reversibili) dell'unità di massa del combustibile con aria comburente, i reagenti entrando nel sistema a temperatura e pressione ambiente ed i prodotti della combustione uscendo dal sistema ancora a temperatura e pressione ambiente, ed in equilibrio chimico con l'ambiente esterno.*

Ai fini pratici l'exergia del combustibile è quasi coincidente con il suo $p.c.i.$ Nella seguente tabella si ha il rapporto e/pci di alcuni combustibili.

Combustibile	e/pci
Monossido di Carbonio, CO	0,97
Idrogeno, H ₂	0.985
Metano, CH ₄	1.035
Etano, C ₂ H ₆	1.046
Etilene, C ₂ H ₄	1.028
Acetilene, C ₂ H ₂	1.007
Gas Naturale	1.04
Coke	1.05

Carbone	1.06
Torba	1.16
Oli combustibili	1.04

Tabella 40: Rapporto exergia-potere calorifico inferiore per alcuni combustibili

L'exergia totale di una massa m di combustibile può, in prima approssimazione, essere posta pari :

$$e_{\text{combustibile}} = m_{\text{combustibile}} \cdot pci \quad (18)$$

Il rendimento *exergetico* può essere posto nella forma:

$$\eta_{\text{exergetico}} = \frac{E \cdot FQ(E) + Q \cdot FQ(T)}{m_{\text{combustibile}} pci} = \eta_E + \eta_T FQ(T) \quad (19)$$

ove si è posto, come già osservato, $FQ(E) = 1$. Si osservi che in questa espressione si suppone che l'exergia del vapore o dell'acqua calda sia riferita a quella ambiente (che è nulla). Se ci si riferisce ad un circuito chiuso con acqua di ritorno a temperatura diversa da quella ambiente allora occorre valutare correttamente l'exergia del flusso di calore come differenza fra il flusso entrante e quello uscente dal sistema e cioè:

$$\eta_{\text{exergetico}} = \frac{E + m_{H_2O} [(h_{\text{entrante}} - h_{\text{uscente}}) - T_0 (s_{\text{uscente}} - s_{\text{entrante}})]}{m_{\text{combustibile}} pci} \quad (20)$$

Si vedrà nel prosieguo che è importante confrontare il rendimento cogenerativo con quella del *Sistema di Confronto, SC*, definito come il sistema che produce la stessa energia elettrica e termica con processi separati e quindi non partendo dalla stessa fonte di energia primaria.

Il rendimento della produzione separata del SC è dato dal rapporto:

$$\eta_{SC} = \frac{E + Q}{C(E) + C(Q)} \quad (21)$$

ove $C(E)$ e $C(Q)$ sono, rispettivamente, le energie primarie necessarie per fornire l'energia elettrica E e quella termica Q . Naturalmente la produzione separata si suppone effettuata con le migliori tecnologie reperibili sul mercato.

La cogenerazione è priva di interesse quando ha rendimento minore di quello del sistema di confronto, cioè con produzione separata.

12.6 RISPARMIO ENERGETICO NEL RISCALDAMENTO DEGLI EDIFICI

La più volte citata L10/91 sul contenimento dei consumi energetici per il riscaldamento ambientale obbliga al ricorso a fonti rinnovabili o assimilate⁴⁵ nel caso di edifici pubblici.

Si tratta, quindi, di una norma che tende a favorire il risparmio energetico nelle forme oggi possibili e sostanzialmente in modo attivo (cioè mediante l'uso di impianti attivi, ad esempio solari) o passivo (cioè intervenendo sugli involucri degli edifici).

Il risparmio dell'energia nella climatizzazione degli edifici può essere ottenuto in numerosi modi, spesso sinergici. In primo luogo si può (e si deve!) intervenire nel sistema costruttivo mediante l'uso di coibenti termici in tipologia e spessori adeguati.

A questo riguardo alcune amministrazioni (ad esempio le province autonome di Trento e Bolzano e qualche altra amministrazione del Nord Ovest) incentivano l'utilizzo dei coibenti termici anche al di là delle prescrizioni indicate dalla L. 10/91 (già viste in precedenza) premiando il maggior investimento con una riduzione degli oneri di urbanizzazione o del sistema di tassazione locale.

⁴⁵ Si intendono per fonti *assimilabili* le fonti energetiche derivanti dalla cogenerazione, il calore recuperato da scarichi (fumi,...), i risparmi energetici conseguenti all'utilizzo di isolanti termici.

Un secondo metodo di pari efficacia è quello di ottimizzare l'interazione *edificio-impianto* mediante scelte ottimali dei generatori (ad alto rendimento energetico) e con l'adozione di adeguati piani di manutenzione. Infine la sostituzione delle normali finestre a singolo vetro con analoghe a doppio vetro o con *vetro-camera* può contribuire in modo significativo alla riduzione dei consumi energetici, unitamente al controllo delle infiltrazioni esterne.

L'eliminazione del riscaldamento unifamiliare a favore del riscaldamento centralizzato di condominio o, meglio, di quartiere può contribuire ancora alla riduzione dei consumi energetici con il raggiungimento di rendimenti energetici dei generatori certamente superiori a quelli dei piccoli generatori singoli unifamiliari. In quest'ultima ipotesi si avrebbero benefici notevoli anche sulla riduzione dell'inquinamento atmosferico per effetto di un miglior controllo della combustione.

Dal punto di vista della riduzione dei consumi, l'applicazione dei concetti di cogenerazione può fornire contributi certamente significativi. Si consideri, infatti, che l'utilizzo dell'energia termica per il riscaldamento ambientale è fatto a temperatura sostanzialmente bassa (70 °C in media nei radiatori e 35 °C nei pannelli radianti) e quindi il rendimento *exergetico* risulta molto basso se si tiene conto che la combustione in caldaia del gasolio o del gas porta ad avere temperature dell'ordine dei 1000 °C e quindi con un degrado exergetico molto grande.

Ad esempio, con un utilizzo a temperatura di 330 K rispetto ad una temperatura di fiamma di 1573 K si ha un rendimento exergetico di circa il 4%.

Se consideriamo che ai fini del riscaldamento ambientale solo una frazione (anche se maggioritaria) dell'energia prodotta in caldaia arriva agli ambienti (si ricordi il rendimento globale definito con la L. 10/91 come prodotto dei rendimenti del generatore, di distribuzione, di emissione e di regolazione) allora, detta Q_a l'energia effettivamente utilizzata si ha il rendimento exergetico, riferito all'exergia E_c fornita alla caldaia mediante il combustibile, si ha:

$$\eta_{ex} = \frac{Q_a \left(1 - \frac{T_e}{T_{ai}}\right)}{\dot{m}E_c} = \eta_{en} \left(1 - \frac{T_{ae}}{T_{ai}}\right) \quad (22)$$

avendo indicato con T_{ae} la temperatura dell'aria esterna di alimentazione della caldaia e T_{ai} quella dell'aria interna. Assumendo $T_{ae} = 0$ °C e $T_{ai} = 20$ °C ed un rendimento energetico di caldaia $\eta_{en}=90\%$ si ottiene un rendimento exergetico pari a $\eta_{ex}=6\%$.

Quanto appena calcolato, confrontato con il rendimento energetico dei generatori di calore normalmente utilizzato nell'impiantistica termotecnica, ci dice che l'utilizzo dell'energia termica da combustione per il riscaldamento ambientale è, da un punto di vista termodinamico di seconda legge, scarsamente efficiente.

Se invece di utilizzare l'energia termica direttamente nell'impianto di riscaldamento la utilizziamo per produrre energia elettrica (ciclo *Hirn*) ed alimentiamo in contropressione la turbina in modo da avere anche un utilizzo termico allora il fattore di utilizzazione energetico diviene:

$$f_u = \frac{\text{Energia_Elettrica} + \text{Energia_Termica}}{\text{Entalpia_combustibile}} \quad (23)$$

Si osservi che la precedente relazione *non definisce un rendimento termodinamico* poiché rapporta energie non omogenee (cioè di diversa qualità exergetica).

Un uso dei combustibili come prima indicato porta ad avere riduzioni significative del 20÷30% rispetto alla produzione separata di energia elettrica e termica.

Anche l'uso delle *pompe di calore* risulta exergeticamente più conveniente. Ad esempio, con riferimento ad un ciclo di Carnot inverso, una potenza meccanica W fornisce una potenza termica:

$$W \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (24)$$

ove T_1 è la temperatura maggiore e T_2 quella minore (in pratica si ha $COP=T_1/(T_1-T_2)$).

Ad esempio operando con un ciclo inverso di Carnot fra 1 e 40 °C si ha un $COP = 8.06$ che, in un ciclo reale divengono circa 5.

La pompa di calore può anche funzionare in modo diretto (ciclo estivo) producendo acqua refrigerata per il condizionamento e quindi potrebbe essere utilizzata durante tutto l'anno per la climatizzazione degli edifici.

Ne segue che per un uso intelligente dell'energia occorrerebbe incentivare l'installazione di impianti di climatizzazione a pompa di calore. Purtroppo i costi elevati dei componenti unitamente ad una tariffazione dell'energia elettrica che vede l'Italia molto sfavorita (abbiamo le tariffe più alte in Europa!) rendono la diffusione delle pompe di calore problematica e quasi di nicchia, malgrado che l'attuale legislazione preveda anche forme di sovvenzionamento per i nuovi impianti.

La produzione combinata di energia elettrica e vapore per teleriscaldamento (*vedansi gli esempi dei comuni di Brescia e Ferrara*) produce benefici elevati sia in termini energetici che di costi finali del riscaldamento ambientale.

12.7 SISTEMI AD ENERGIA TOTALE, SET

La *pigrizia* mostrata per decenni nell'uso della cogenerazione viene oggi pian piano combattuta dall'esigenza di innovazione tecnologica in settori (quelli energetici) spesso scossi da forti crisi mondiali che finiscono per condizionare la vita stessa dei popoli. In questa ottica si inquadrano i *Sistemi ad Energia Totale* (detti *SET*) che cercano di soddisfare *contemporaneamente* entrambe le esigenze di una utenza: quella termica e quella elettrica. I SET possono utilizzare energie tradizionali o anche fonti energetiche rinnovabili o comunque alternative a quelle fossili tradizionali. Qui ci limiteremo ad esaminare con maggior dettaglio i SET alimentati con energia tradizionale. Occorre precisare che i sistemi SET si stanno sviluppando in Italia solo di recente poiché fino a pochi anni fa la produzione e la distribuzione dell'energia elettrica era appannaggio *unicamente* dell'ENEL. Con l'avvento della *deregulation* in campo energetico elettrico (L. 308/82) si è avuta la possibilità di avere energia elettrica prodotta da terze parti e quindi anche da privati o industrie (piccole e grandi) mediante sistemi quasi sempre di tipo combinato, cioè che risolvono problemi sia termici che elettrici.

Si pensi, ad esempio, all'industria petrolifera che ha in Sicilia tre poli di notevole importanza capaci di autoprodursi ed esportare l'energia elettrica in eccesso con potenze di centinaia di MW.

Purtroppo le condizioni di monopolio degli enti statali per l'energia elettrica (ENEL) e per il gas (SNAM) hanno bloccato ogni sviluppo, anche scientifico, nel settore dei SET.

Finalmente l'epoca dei monopoli (di mentalità tipicamente e strettamente italiana!) sta per finire sotto l'impulso delle nuove regole europee di libera concorrenza (evviva!) e pertanto anche la comunità scientifica potrà giovare dei nuovi sviluppi che il settore dell'energia potrà dare.

Si pensi che l'ENEL sta per lasciare in parte il settore produttivo (le centrali termoelettriche) per dedicarsi alla sola distribuzione. Nuovi soggetti, anche privati, potranno produrre energia elettrica e potranno liberamente distribuirla in rete.

Lo schema di funzionamento di un sistema ad energia totale, SET, è dato in Figura 343. Si può osservare come detto sistema cerchi di risolvere sia l'aspetto termico che elettrico dell'utenza (civile o industriale) ottimizzando l'utilizzo delle fonti energetiche e quindi massimizzando le *qualità termodinamiche* (cioè exergetiche). Per potere raggiungere questi obiettivi occorre definire con precisione le configurazioni di impianto, i vincoli esterni, le metodologie di analisi exergetica e i criteri di valutazione del SET in relazione al mondo esterno (sia sotto l'aspetto energetico che ambientale).

Ciò comporta la definizione di una adeguata metodologia progettuale e di impiego di tecniche di analisi (energetica ed economica) adeguate.

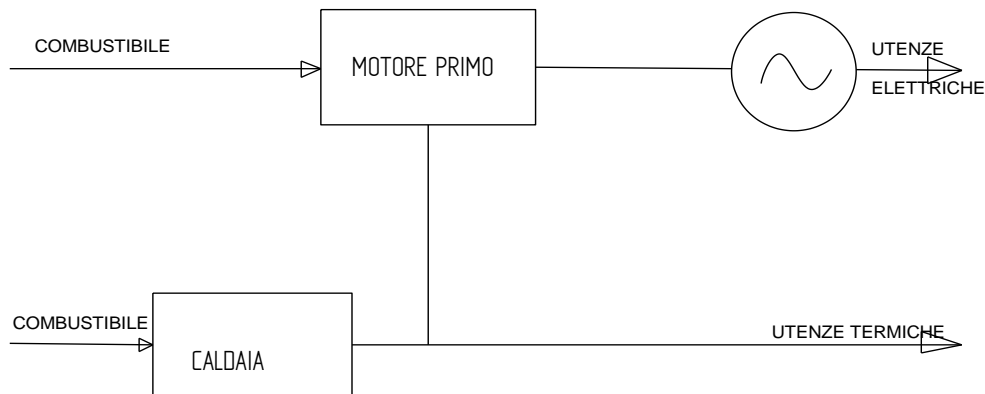


Figura 343: Schema di principio di un SET

12.8 CONFIGURAZIONE DEI SISTEMI ENERGETICI TOTALI (SET)

Il SET è un sistema termodinamico a tutti gli effetti e pertanto può essere essenzialmente di tipo *aperto* e di tipo *chiuso*. Definiamo chiusi i SET che interagiscono con la sola utenza, vedi Figura 344, mentre definiamo aperto un SET che interagisce anche con le grandi reti di distribuzione dell'energia elettrica e del calore, vedi Figura 345.

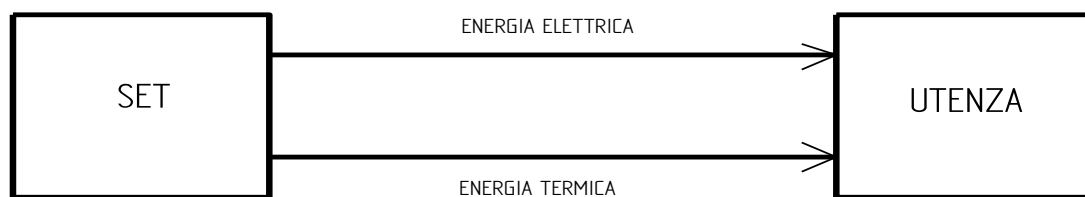


Figura 344: Schema chiuso di un SET

La scelta della tipologia è dettata dalla taglia dell'impianto e dagli obiettivi che si intendono raggiungere. I sistemi aperti possono esserlo solo dal lato elettrico o dal lato termico o da entrambi i lati. Per sistemi aperti dal lato elettrico si ha la possibilità di sfruttare la rete elettrica ENEL che, essendo attualmente monopolistica, è piuttosto diffusa e ben magliata. Un sistema aperto dal lato termico può appoggiarsi alle reti di distribuzione del calore (reti urbane di teleriscaldamento, reti dei servizi di utilities industriali, ...).

E' il **motore primo** che caratterizza il SET. E' questo componente, infatti, che alimenta l'utenza elettrica con una frazione di scarto di energia termica.

Spesso non è sufficiente un solo motore primo per soddisfare tutte le esigenze dell'utenza poiché esistono quasi sempre vincoli impiantistici fra le frazioni di energia elettrica e termica prodotte.

Di solito l'integrazione delle richieste elettriche viene effettuata tramite l'allacciamento alla rete ENEL. Se l'utenza richiede servizi più articolati, ad esempio calore, elettricità e servizi di riscaldamento e condizionamento a pompa di calore, allora occorre integrare il SET anche con altri componenti quali pompe di calore, macchine ad assorbimento, sistemi di refrigerazione e/o di accumulo dell'energia.

In genere si hanno due tipologie di funzionamento del motore primo, a seconda delle esigenze dell'utenza e delle condizioni al contorno del SET:

- **Funzionamento a carico elettrico imposto:** il motore primo è dimensionato per soddisfare totalmente il carico elettrico dell'utenza e pertanto il carico termico può essere soddisfatto anche con integrazioni esterne (sistema aperto dal lato termico).
- **Funzionamento a carico termico imposto:** il motore primo è dimensionato per fornire totalmente il carico termico dell'utenza e si utilizza la rete ENEL per soddisfare eventuali deficienze nel carico elettrico (sistema aperto dal lato elettrico).

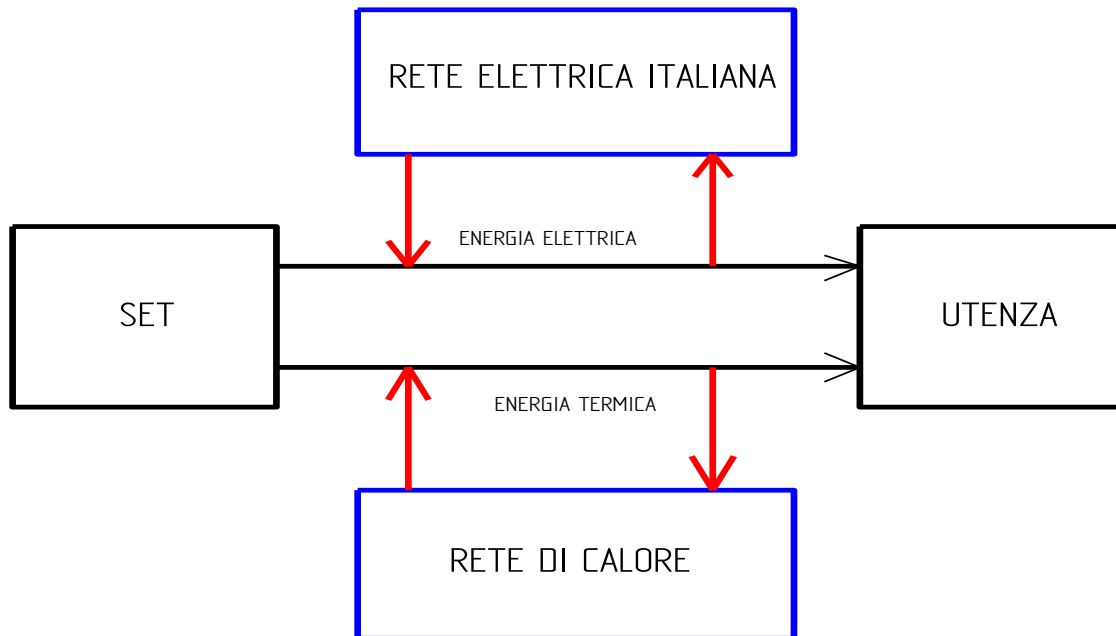


Figura 345: Schema Aperto di un SET

La scelta del sistema di funzionamento è funzione di variabili economiche e di condizioni al contorno del SET e dell'utenza.

Le condizioni al contorno (vincoli) variano a seconda se il SET è indirizzato al settore civile o a quello industriale. Nel settore civile si possono avere società di servizi (energia elettrica, calore, gas) municipalizzate che possono avere proprie centrali di produzione.

Nel settore industriale le industrie (specialmente quelle di grande taglia) possono produrre quantità notevoli di energia elettrica e possono anche rivenderla all'ENEL (*in futuro non ci sarà più questo interlocutore unico, per fortuna*). Nel caso di cessione di energia al Gestore (ENEL) si hanno regole fissate dall'attuale legislazione che fissano il prezzo in base alle delibere del *Comitato Interministeriale Prezzi (CIP)*.

I contratti con ENEL garantiscono i seguenti servizi:

- **Integrazione:** cioè fornitura di energia all'utenza nel caso di richiesta (acquisto) di energia per i propri fabbisogni (tipico dei sistemi a carico termico imposto);
- **Parallelo:** cioè capacità di collegamento alla rete ENEL con la garanzia del mantenimento della frequenza ($50 \text{ Hz} \pm 0,5 \text{ Hz}$) e della tensione. In pratica l'ENEL rende disponibile il proprio sistema di regolazione potenza-frequenza in modo da mantenere il più uniforme possibili i valori di tensione e frequenza. Questa regolazione consente alla rete pubblica di avere inserimenti e disinserimenti di carichi (anche grandi) senza conseguenze sulle variabili di controllo suddette.
- **Soccorso:** in questo caso l'ENEL fornisce energia all'utenza nel caso di fuori servizio degli impianti interni;
- **Riserva programmata:** viene fornita energia all'utenza durante i periodi di manutenzione programmata dei loro impianti;

- *Vettoriamento: nel caso di soggetti produttori con più sedi localizzate in siti distinti l'ENEL si incarica di trasportare l'energia prodotta da uno stabilimento all'altro;*
- *Ritiro dell'energia: cioè acquisto da parte ENEL dell'energia prodotta dal soggetto e che risulti in eccesso rispetto ai propri fabbisogni interni;*
- *Permuta: quindi scambio di energia autoprodotta con quella prodotta dall'ENEL in determinati periodi.*

Come già detto in precedenza, in Sicilia si hanno casi notevoli di autoproduzione dell'energia elettrica nei poli petrolchimici di Priolo, Gela e Milazzo. La potenza disponibile in rete è dell'ordine del centinaio di MW e questo contribuisce a ridurre il deficit energetico ENEL e quindi a limitare le importazioni energetiche dal Nord. Una interessante possibilità di energia prodotta e venduta come sopra specificato si avrà in Sicilia con l'installazione di *impianti di termovalorizzazione dei rifiuti solidi urbani* (RSU). Questi nuovi impianti potranno produrre una potenza valutata in 100÷150 MW e quindi ridurranno ancora ulteriormente il deficit energetico siciliano. Questa energia, inoltre, avrà un prezzo di acquisto da parte ENEL concordato secondo le indicazioni del CIP6⁴⁶ o del nuovo *Decreto Bersani*⁴⁷ entrato in vigore nel 2000.

Si tenga presente che i sistemi SET e in genere i sistemi di cogenerazione richiedono conoscenze tecnologiche aggiuntive a quelle dei tradizionali impianti termotecnici ed elettrici. Ciò comporta il ricorso a competenze tecniche specialistiche che aggravano i costi di primo impianto e di gestione. In campo civile questo problema può essere rilevante mentre in campo industriale si può pensare che le suddette competenze siano più facilmente reperibili all'interno delle stesse industrie. In ogni caso un progetto SET basa la sua motivazione d'essere sulla maggiore convenienza rispetto agli impianti tradizionali.

Questa convenienza deve essere dimostrata con una analisi economica dettagliata (studio di *fattibilità tecnico-economica e business plan*) che parta dall'esame dei carichi elettrici e termici e tenga conto delle condizioni al contorno (distributori esterni di elettricità e di calore).

Quanto appena detto comporta la necessità di descrivere con maggior dettaglio l'approccio metodologico all'analisi progettuale dei SET.

12.9 METODI DI ANALISI PROGETTUALI PER UN SET

La scelta e la composizione di un sistema energetico totale può essere molto complessa sia per la molteplicità di soluzioni tecniche possibile che per grande variabilità delle esigenze dell'utenza.

E' necessario, pertanto, una attenta *analisi economica ed energetica* sulla base dei diversi parametri di riferimento possibili e disponibili.

12.9.1 ANALISI DELLE ESIGENZE DELL'UTENZA

L'analisi progettuale inizia con l'esame delle esigenze impiantistiche dell'Utenza e cioè dalla corretta definizione delle esigenze termiche ed elettriche, dalla tipologia di impianto (fluidi termovettori, variabilità temporale dei carichi, ...) e dalla conoscenza e definizione dei vincoli tecnologici ed ambientali.

⁴⁶ La delibera del Comitato Interministeriale dei Prezzi relativa alla tariffa speciale di acquisto dell'energia elettrica prodotta da terze parti è nota come CIP6 del 1992. Attualmente il prezzo dell'energia è di circa 290 L/kWh (prezzo politico di incentivazione) ed ha una validità contrattuale di 8 anni. Il CIP6 è attualmente sospeso in attesa di una nuova delibera CIP che fissi modalità di cessione dell'energia elettrica confacente alle nuove esigenze di produzione e distribuzione dell'energia.

⁴⁷ Questo decreto impone ai nuovi gestori della distribuzione dell'energia elettrica di acquistare e distribuire almeno il 2% di energia indicata col termine *verde* e cioè prodotta da fonti alternative (fra cui anche i RSU). Questa percentuale dovrà salire negli anni futuri fino oltre il 6%. L'energia *verde* viene ceduta mediante *certificati di credito* che hanno un valore variabile giornalmente per kWh.

I parametri principali nell'analisi del fabbisogno dell'Utenza si possono qui riassumere:

- *Potenza elettrica assorbita, P_E ;*
- *Potenza termica assorbita, P_T ;*
- *Energia elettrica consumata, E_E ;*
- *Energia termica consumata, E_T ;*
- *Rapporto termico/elettrico (energia termica richiesta rispetto all'energia elettrica richiesta), C ;*
- *Portata del fluido termovettore, Q ;*
- *Temperatura e pressione del fluido termovettore, T,p ;*
- *Fattore di utilizzazione degli impianti, f_u .*

Ai fini della scelta del motore primo occorre conoscere i valori medi e le variabilità dei suddetti parametri. Inoltre questa scelta è funzione della destinazione d'uso degli impianti: per uso civile e per uso industriale.

12.9.2 SETTORE CIVILE

Per la definizione dei valori dei parametri di una utenza civile occorre partire dai dati urbanistici, demografici e meteorologici.

I consumi di energia elettrica sono tipicamente destinati a:

- *Servizi pubblici (acquedotti, illuminazione,);*
- *Servizi abitativi locali (illuminazione esterna, ascensori, elettrodomestici, illuminazione interna, condizionamento, produzione di acqua calda,...);*
- *Servizi per le utenze terziarie (scuole, uffici, negozi,...)*

I consumi di energia termica sono tipicamente destinati a:

- *Servizi abitativi (riscaldamento, acqua calda per usi sanitari, usi di cucina,...);*
- *Servizi per le utenze terziarie (riscaldamento, acqua sanitaria, altri usi,*

Nel caso dell'uso civile la parte preponderante dell'energia termica è destinata al riscaldamento ambientale che è caratterizzato da una variabilità giornaliera, mensile e stagionale.

Occorre sapere il tipo di combustibile utilizzato (gasolio, metano, oli pesanti,...) e di fluido termovettore (ad esempio acqua calda,..).

I consumi termici possono essere caratterizzati da indici di prima approssimazione (quale, ad esempio, il consumo specifico per unità di volume) o di seconda approssimazione, più precisi, derivanti da calcoli specifici in relazione alla tipologia edilizia e alla climatologia del sito.

E' possibile anche usare codici di calcolo per avere indicazioni più affidabili in funzione dei parametri edilizi e climatologici del sito. I dati relativi al fabbisogno possono essere globali (riferiti all'anno), mensili, giornalieri o anche orari.

12.9.3 SETTORE INDUSTRIALE

Oltre a quanto specificato per il settore civile occorre aggiungere anche i consumi interni per i processi di lavorazione che offrono una grande casistica e variabilità.

Nel caso di applicazioni industriali ci si può riferire alla contabilità aziendale per centri di costo per reperire dati certi e specifici sui costi energetici.

Anche in questo caso si possono avere dati organizzati per media annuale, mensile, giornaliera ed oraria. Spesso è possibile organizzare i dati mediante *curve di frequenza* che forniscono l'andamento cumulativo dei carichi nel tempo.

Occorre anche definire i sistemi di produzione e i fattori di utilizzo degli impianti e dei sistemi di produzione e trasformazione dell'energia. Quando è possibile, è sempre bene effettuare una rilevazione diretta dei carichi termici ed elettrici.

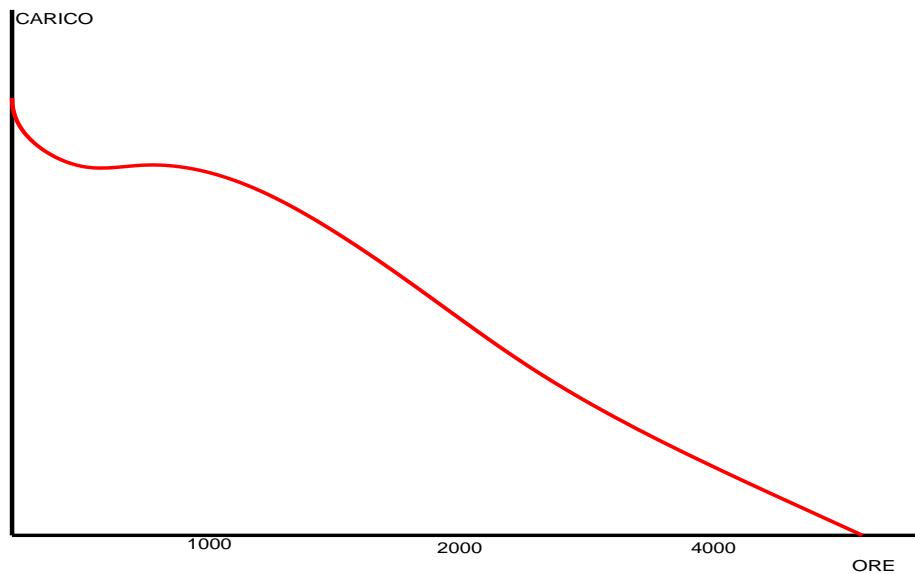


Figura 346: Andamento cumulativo dei carichi (Diagramma di Frequenza)

12.10 SCELTA DELLA CONFIGURAZIONE

La configurazione del SET può essere effettuata una volta noti i carichi, come sopra indicato, e la disponibilità di servizi aggiuntivi (sistemi aperti). In particolare si può scegliere il *motore primo* e gli eventuali componenti aggiuntivi (caldaie, pompe di calore, ...).

I motori primi disponibili su mercato sono caratterizzati da ben precisi rapporti fra energia termica ed energia elettrica prodotte:

$$C_{MP} = \frac{\text{Energia_Termica_Utile_Prodotta}}{\text{Energia_Elettrica_Utile_Prodotta}} \quad (25)$$

Pertanto la scelta del motore primo si effettua confrontando il rapporto offerto rispetto a quello richiesto dall'Utenza (vedi parametri sopra definiti).

Preliminarmente si assume $C_{MP} \leq C_U$ per minimizzare la quantità di energia termica recuperata dal motore non utilizzabile dall'Utenza.

La scelta del *motore primo* deve essere compatibile con i livelli entalpici e i fluidi termovettori richiesti dall'Utenza e deve essere compatibile con i vincoli esterni (combustibili disponibili, rispetto ambientale, impatto ambientale, ...).

Inoltre occorre tenere conto della durata dei fabbisogni di energia termica ed elettrica dell'Utenza, cioè del numero di ore annuo in cui il rapporto utente è eguagliato o superato.

Di solito si fa in modo che le punte di carico (sia termico che elettrico, vedi Figura 346) siano soddisfatte dalle reti di servizio esterne (rete elettrica e/o termica) lasciando al *motore primo* i carichi intermedi in modo da non saturarlo. Nel caso di indisponibilità di reti esterne (sistema aperto) si fa ricorso a componenti integrativi. Spesso la rete termica non è disponibile e pertanto si ricorre ad un generatore ausiliario mentre si lascia alla rete ENEL il compito di intervenire per soddisfare le punte del carico elettrico.

12.10.1 OTTIMIZZAZIONE DEGLI IMPIANTI SET

La variabilità dei carichi elettrici e termici e le peculiarità dei motori primi disponibili portano alla necessità di ottimizzare gli impianti SET ricorrendo a componenti aggiuntivi ed integrativi. Occorre tenere conto che:

- La **pompa di calore elettrica** permette di modificare il rapporto termico/elettrico dell'Utenza trasformando un fabbisogno termico in uno elettrico, vedi Figura 347.

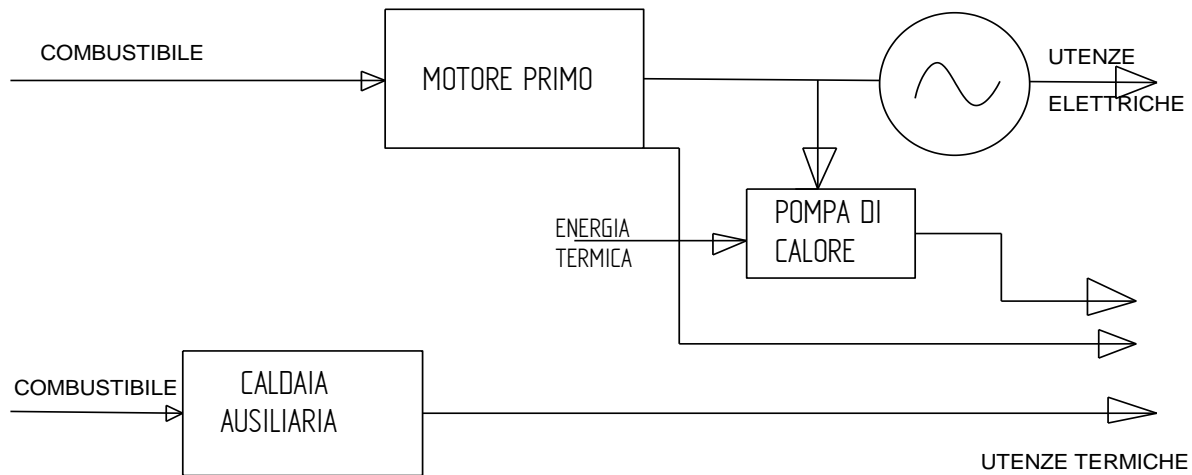


Figura 347: Inserimento di una pompa di calore per incrementare il carico elettrico

- La **macchina ad assorbimento** permette di trasformare un fabbisogno di tipo elettrico (compressore frigorifero tradizionale) in uno di tipo termico (cioè si ha il caso duale del precedente).
- Un **sistema di accumulo di energia termica** permette di ridurre le punte di potenza nel diagramma di carico orario dell'Utenza.

Le tre possibilità concorrono ad avvicinare C_{MP} al C_U minimizzando il ricorso (interscambio) all'integrazione mediante reti esterne (ENEL o di servizi calore).

12.11 ANALISI ENERGETICA ED ECONOMICA DI UN SET

Per stabilire la convenienza di un SET occorre effettuare una analisi energetica ed una economica secondo le linee delineate nel prosieguo.

12.12 ANALISI ENERGETICA DI UN SET

Per effettuare l'analisi energetica di un SET occorre seguire una metodologia di analisi che sia in grado di quantificare le prestazioni del SET, permetta di operare un confronto con la situazione preesistente o in ogni caso con un sistema convenzionale. Inoltre occorre pervenire alla definizione dei dati necessari per la valutazione della convenienza economica. Abbiamo fin ad ora caratterizzato il *motore primo* mediante il rapporto C_{MP} (rapporto termico/elettrico fornito). E' ora opportuno definire nuovi parametri caratteristici e in particolare:

Rendimento Elettrico (o Termodinamico) N_E

E' dato dal rapporto:

$$N_E = \frac{E_E}{F} \quad (26)$$

ove E_E è l'energia elettrica prodotta ed F è l'energia primaria del combustibile necessaria per produrre E_E .

Rendimento Termico N_T

E' dato dal rapporto:

$$N_T = \frac{E_T}{F} \quad (27)$$

con E_T energia termica utile prodotta ed F energia del combustibile per produrre E_T .

Rendimento Globale N_{Tot}

E' dato dalla somma:

$$N_{Tot} = N_E + N_T \quad (28)$$

Si ricordi che questa somma non è omogenea in quanto si sommano grandezze aventi *qualità termodinamica* diversa.

Rendimento Exergetico E_{Ex}

Dato dalla relazione:

$$E_{Ex} = N_E + N_T \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right) \quad (29)$$

ove T_0 è la temperatura di riferimento, in K, T_1 è la temperatura di utilizzo del calore, in K.

Il rendimento exergetico pesa in modo corretto i contributi elettrici e quelli termici (mediante il Fattore di Carnot) e quindi valuta correttamente i benefici di un sistema SET basato sulla cogenerazione. Come è facile dedurre dalla (29), il rendimento exergetico è tanto maggiore quanto più elevata è la temperatura di utilizzo termico T_1 .

Quanto sopra indicato vale per un SET nel quale siano individuati univocamente i morsetti elettrici (uscita elettrica) e la flangia di uscita del calore. Possono esserci casi più complessi nei quali, ad esempio, gli utilizzi termici avvengono a temperature diverse e quindi si dovranno calcolare separatamente i singoli contributi termici.

Rendimenti di distribuzione

Per tenere conto della distribuzione dell'energia si definiscono i seguenti rendimenti:

- *Rendimento di distribuzione elettrica* N_{DE} ;
- *Rendimento di distribuzione termica* N_{DT} .

Come già detto, per valutare i benefici indotti dal SET occorre effettuare un confronto con la soluzione preesistente o convenzionale. Ciò si ottiene introducendo il concetto di **Sistema Convenzionale di Riferimento** (SC) definito come quel sistema che produce in modo disgiunto la stessa quantità di energia elettrica e termica ottenuta, questa volta in modo congiunto, dal SET.

Risparmio di Energia Primaria, R

E' il risparmio di energia primaria di un SET che abbia rendimenti elettrico N_E e termico N_T è definito, a pari quantità di energia elettrica e termica prodotta, dalla relazione:

$$R = \frac{1}{\frac{N_E}{\bar{N}_E} + \frac{N_T}{\bar{N}_T}} \quad (30)$$

ove i parametri sopra segnati sono riferiti al Sistema Convenzionale (SC).

Costo Marginale del Calore, C_{MT}

Il *Costo Marginale del Calore* è l'energia primaria che occorre fornire in più ad un SET che produce solo energia elettrica per produrre una unità di energia termica e la stessa energia elettrica prodotta dal SC. Esso è definito, quindi, dal rapporto:

$$C_{MT} = \frac{1 - \frac{N_E}{\bar{N}_E}}{N_T} \quad (31)$$

Costo Marginale dell'Energia Elettrica, C_{ME}

Il *Costo Marginale dell'Energia Elettrica* è l'energia primaria che occorre fornire in più ad un SET che produce solo energia termica per produrre una unità di energia elettrica e la stessa energia termica prodotta dal SC. Esso è definito, quindi, dal rapporto:

$$C_{ME} = \frac{1 - \frac{N_T}{\bar{N}_T}}{N_E} \quad (32)$$

Entrambi i due parametri di costo marginale possono anche tenere conto dei rendimenti di distribuzione dell'energia elettrica e termica.

Modalità di Confronto fra SET ed SC

Per confrontare il *Sistema Convenzionale* (SC) ed il *Sistema ad Energia Totale* (SET) in una data applicazione si possono utilizzare i rendimenti *exergetici*.

Sulla base dei parametri definiti nel paragrafo precedente è possibile confrontare i flussi di energia in entrata e in uscita sia per il SC che per il SET, la quantità di energia utile prodotte dal SC e dal SET, il consumo di combustibile, i rendimenti ed il risparmio di energia primaria.

12.13 ANALISI ECONOMICA DI UN SET

I benefici termofisici (riduzione dei consumi, riduzione di energia primaria) di un sistema SET possono essere calcolati mediante le definizioni del paragrafo precedente. Il confronto e la convenienza di un SET è però determinata anche da parametri economici e pertanto è fondamentale predisporre un'analisi economica approfondita.

Da un punto di vista termodinamico sarebbe meglio definire un'analisi *exergonomica*, cioè un'analisi economica basata sui rendimenti *exergetici* anziché solamente energetici. In definitiva un'analisi basata sul secondo principio della *Termodinamica* è oggi (da non più di due decenni) più indicata di una semplice analisi di primo principio. In genere un sistema termofisico (cioè un impianto di cogenerazione nel caso in esame) con i valori di rendimenti più elevati è anche il sistema economicamente più costoso sia in termini di primo investimento che di gestione.

Occorre pertanto verificare sempre la **convenienza economica** di una scelta progettuale (SET) e in particolare, tenuto conto dell'obiettivo di un SET di ridurre i consumi energetici rispetto ai sistemi convenzionali, occorre dimostrare che le spese di investimento richieste per il SET (certamente maggiori rispetto a quelle corrispondenti di un Sistema Convenzionale che utilizza tecnologie note e più comuni) siano giustificate da un **minor costo di gestione**.

E' proprio quest'ultimo aspetto che riveste una importanza economica fondamentale: in genere la fattibilità tecnico economica tende a dimostrare che **il risparmio di gestione** (cioè di energia primaria e manutenzione degli impianti SET) nell'arco di vita (programmata) dell'impianto **compensa il maggior costo di investimento**.

E in genere c'è anche un utile aggiuntivo⁴⁸ che giustifica l'investimento!

E' bene sottolineare che non sempre la convenienza energetica porta (o giustifica) una convenienza economica per cui è bene condurre le analisi energetica ed economica con molta attenzione utilizzando dati certi e verificati.

⁴⁸ La L. 10/91 si basa su questo concetto di ritorno dell'investimento aggiuntivo favorendo l'aggiornamento degli impianti da parte di *Terzi Dante Causa* (cioè i Gestori) senza richiedere alcun costo agli Enti Proprietari. In definitiva i Gestori possono aggiornare gli impianti e in particolare possono sostituire le caldaie con altre di alto rendimento (più moderne ed efficienti) pagando le spese con il minor costo di gestione (energia e manutenzione) conseguente.

Spesso il margine di profitto di questi investimenti è basso o addirittura nullo e l'investimento si giustifica anche per altri benefici indotti quali il minor inquinamento, posti di lavoro aggiuntivi, rinnovo degli impianti, riduzione delle tasse⁴⁹,

L'analisi economica segue le regole finanziarie tipiche dell'analisi *Costi Benefici* e/o del *Business Planning* che in questa sede non si approfondiscono perché appaiono fuori tema. Se ne forniscono brevemente i principi basilari e si rimanda ai testi specializzati di economia per una trattazione approfondita.

Scopi dell'analisi economica

Fra gli scopi principali occorre:

- *Valutare gli effetti economici della scelta e quindi della costruzione di un sistema ad energia totale, SET, in funzione dei fattori di progetto quali, i dati di produzione e consumi di energia termica ed elettrica, configurazione dell'impianto e criteri di gestione;*
- *Valutare i dati economici relativi all'investimento e alla gestione dell'impianto anche in relazione al costo di mercato dei vari componenti, del costo dell'energia e dei servizi esterni;*
- *Valutare i dati economici dell'Utenza, quali il personale, il sito, le strutture ausiliarie, le spese assicurative, ...;*
- *Prevedere lo scenario evolutivo della disponibilità e del costo dell'energia. Si tratta di una operazione complessa e fortemente aleatoria in quanto legata a variabili non governabili localmente ma dipendenti, a scala mondiale, da situazioni geo-politiche, da interessi economici e speculativi di difficile previsione.*
- *In genere i costi vengono suddivisi in:*
- **Fissi:** *sono i costi relativi all'investimento per l'acquisto dei componenti, per la realizzazione delle opere civili, per gli impianti ausiliari, per le spese di montaggio e collaudo dell'opera;*
- **Variabili:** *sono i costi relativi ai combustibili, ai lubrificanti e in genere ai materiali di consumo legati al funzionamento del SET. Sono qui comprese le spese di manutenzione e, per i sistemi aperti, i costi dei flussi di energia elettrica e termica dalle reti esterne.*

Metodo del Cash Flow Attualizzato

Un metodo molto spesso utilizzato e particolarmente efficace per la valutazione economica è denominato *Cash Flow Attualizzato* e rappresenta il bilancio, in genere si base annuale, dei *flussi di cassa del denaro attualizzati* che interessano una data attività e quindi anche per l'analisi economica di un SET.

In Figura 348 si ha lo schema a blocchi di un cash flow per un sistema ad energia totale, SET e vale il seguente simbolismo:

- A_S *incasso annuale totale proveniente dalla globalità delle vendite dei prodotti e/o servizi;*
- A_{TE} *spese totali annuali necessarie per vendere e produrre il prodotto e/o servizi (ad esclusione degli ammortamenti);*
- A_{CI} *Entrata di cassa annuale;*
- A_{IT} *Tassa annuale sulle entrate;*
- A_{TC} *spese annuali di capitale di investimenti che non sono necessariamente nulli dopo che l'impianto è stato costruito (ad esempio, per ampliamenti, modifiche, sostituzioni,);*
- A_{CF} *Flusso di cassa annuale al netto delle tasse.*

⁴⁹ Si pensi alla *Carbon Tax* che oggi in sede europea si vuole applicare a tutte le attività produttive che generano CO₂ mediante processi di combustione.

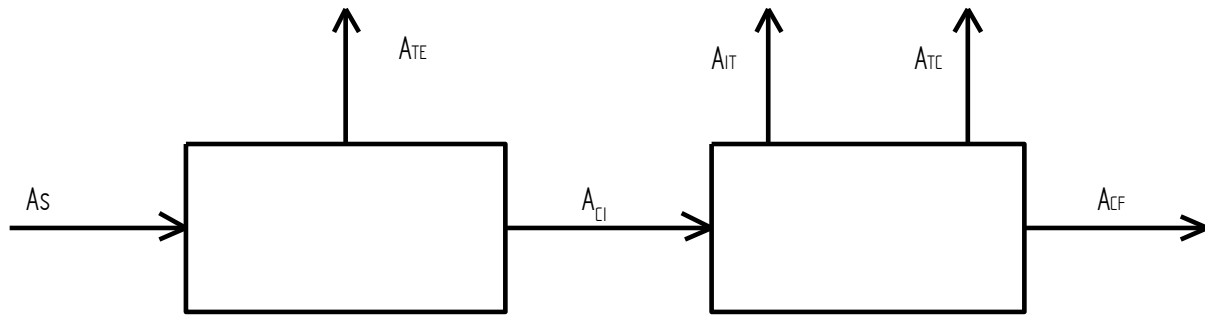


Figura 348: Schema a blocchi di un Cash Flow per un SET

Valgono le seguenti relazioni di bilancio (esprese in moneta coerente, L/anno o €/anno):

$$A_{CI} = A_S - A_{TE} \quad (33)$$

$$A_{NCI} = A_{CI} - A_{IT} \quad (34)$$

ove A_{NCI} è l'entrata di cassa netta. Ancora:

$$A_{IT} = (A_{CI} - A_D - A_A)t \quad (35)$$

ove è:

- A_D quota annuale di ammortamento. L'ammortamento è una grandezza che non corrisponde ad un vero flusso di denaro di cassa ma risulta essere una scrittura contabile di una forma di ripristino del capitale iniziale speso per gli acquisti dell'impianto. Le quote di e la durata di ammortamento sono determinate da norme fiscali che possono variare da stato a stato.
- A_A quota di denaro annua corrispondente ad eventuali sgravi fiscali (ad esempio cofinanziamento o altre forme di sgravio fiscale determinato dalla legislazione corrente per il tipo di investimento).
- t aliquota di tassazione (espressa in valore relativo fra 0 ed 1).

Ancora si ha la relazione:

$$A_{CF} = A_{CI} - (A_{CI} - A_D - A_A)t - A_{TC} \quad (36)$$

Pertanto il flusso di cassa attualizzato si ottiene sommando algebricamente, per tutto l'arco di tempo di vita dell'impianto, le grandezze annuali attualizzate dello schema a blocchi di Figura 348. L'andamento temporale del Cash Flow varia di anno in anno, come indicato a titolo di esempio in Figura 349.

All'inizio il cash flow è negativo perché si pagano gli impianti senza riceverne alcun beneficio e il periodo di negatività dipende dalla complessità dell'opera esaminata.

Successivamente il Cash Flow comincia a salire e può variare nel corso degli anni per effetto di modifiche di benefici fiscali⁵⁰.

In genere la sola conoscenza dell'andamento di A_{CF} (Cash Flow) nell'arco di tempo considerato come tempo di vita dell'impianto o dell'iniziativa fornisce informazioni poco fruibili per la valutazione della convenienza economica poiché non è agevole confrontare tra loro movimenti di danaro distribuiti nel tempo in modo non omogeneo.

⁵⁰ Ad esempio la tariffazione agevolata CIP6 scade dopo 8 anni e quindi la vendita di energia elettrica a tariffa di mercato (notevolmente inferiore a quella CIP6) comporta una riduzione di flusso cassa, come indicato in Figura 349. Analogamente si possono avere cessazioni di benefici fiscali per la mano d'opera: in Sicilia si ha la fiscalizzazioni di parte degli oneri sociali per i primi 5 anni di attività. Oppure ci possono essere dipendenti assunti con la cosiddetta *Legge Giovanile* con oneri fiscali ridotti e che dopo due anni di servizio ritornano alla piena fiscalità.

Si utilizzano, pertanto, opportuni *indicatori economici* che sintetizzano la variabilità nel tempo di A_{CF} in espressioni di facile e comodo uso.

- **Valore attuale, VAN:** somma estesa a tutto il tempo di vita dell'impianto o dell'iniziativa di tutti i flussi di cassa annuali attualizzati ad uno stesso anno, di solito quello iniziale;
- **Indice di Redditività interno, IIR:** tasso di interesse che rende nullo il valore attuale;
- **Tempo di pay-back o di ritorno, TPB:** è il numero di anni (o frazione di anni) dopo i quali il cash flow cumulativo diviene nullo. In pratica questo parametro indica il tempo necessario a riprendere il capitale investito nell'iniziativa⁵¹.

Il **valore attuale** del flusso di cassa (indicato universalmente con l'acronimo NPV, *Net Present Value*) è dato dalla seguente espressione:

$$NPV = \frac{1}{(1+i)^n} \sum_{n=1}^N nA_{CF_n} \quad (37)$$

dove si ha il simbolismo:

- i tasso di attualizzazione⁵²;
- n anno di vita considerato dell'iniziativa;
- N tempo di vita dell'impianto o dell'iniziativa. Questo tempo è dettato, spesso, da considerazioni finanziarie quali, ad esempio, tempo di estinzione del mutuo bancario avuto per l'investimento o la durata di una concessione pubblica o contrattuale di una iniziativa. Normalmente varia fra 15 e 20 anni anche se si possono considerare tempi più lunghi.

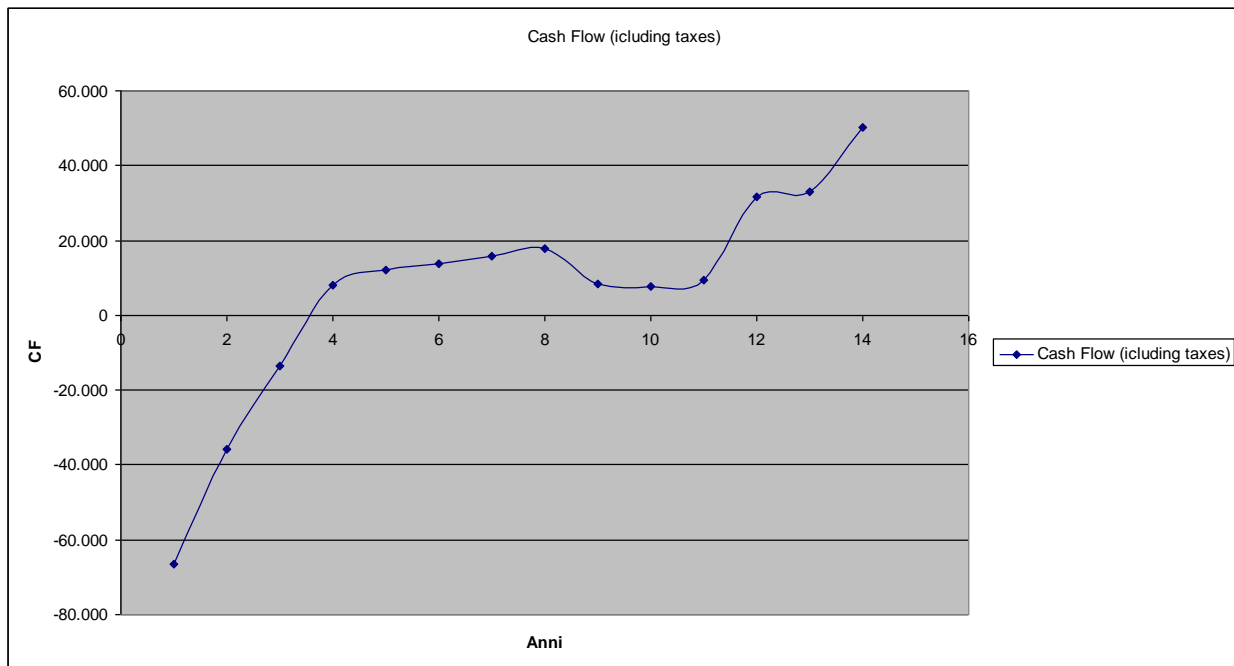


Figura 349: Andamento tipico di un Cash Flow nell'arco di 15 anni

L'indice *IIR* (*Indice di Redditività Interno*) si ha quando è $NPV=0$. Questo indice è considerato fra i più importanti per la valutazione economica perché sintetizza numerosi aspetti economici che

⁵¹ In Figura 349 il *tempo di pay-back* è dato dall'ascissa di intersezione della curva cumulativa con l'asse dei tempi.

⁵² L'attualizzazione tiene conto della svalutazione del denaro per effetto degli interessi (tasso di sconto) da pagare al finanziatore per avere disponibile la somma S al momento iniziale dell'investimento. Il valore di S fra n anni con interessi i è $V = S / (1+i)^n$ e V è detto *valore attuale* della somma S al tasso di sconti i dopo n anni.

il *Tempo di Ritorno*⁵³ o il *Valore Attuale* da soli non consentono di vedere. Questi ultimi due parametri sono, però, accessori all'IRR e comunque richiesti per la valutazione economica.

Viene indicato con *Valore Attuale Netto* di un investimento I nel periodo N e valore attuale NPV la differenza:

$$VAN = NPV - I \quad (38)$$

Si definisce *Indice di Profitto*, IP, il rapporto tra la somma dei flussi di cassa lordi attualizzati ed il valore degli investimenti. Nel caso in cui l'intero investimento sia riferibile al momento iniziale allo si ha:

$$IP = \frac{VAN + I}{I} = \frac{NPV}{I} \quad (39)$$

Si definisce inoltre *Redditività dell'Investimento*, RI, il rapporto:

$$RI = \frac{VAN}{I} \quad (40)$$

Sono oggi molto usati alcuni indici di derivazione anglosassone e in particolare il *Tasso di Redditività*, ROI (*Return of Investments*), definito dal rapporto fra l'utile medio annuale e l'investimento iniziale. L'utile medio annuale è definito come differenza tra il risparmio annuale medio R e la quota di ammortamento della spesa iniziale S_a , pertanto si ha:

$$TR = ROI = \frac{R - S_a}{I} \quad (41)$$

Osservazione sul metodo del Net Cash Flow

Il metodo del flusso di cassa netto consente di determinare una innumerevole quantità di indici (più o meno richiesti dalle banche in sede di certificazione del *Business plan*) ma occorre fare molta attenzione al valore reale che il metodo può avere. Esso, infatti, si basa sulla *presunzione* di prevedere gli andamenti a lungo termine dei vari parametri finanziari oltre che dei costi e dei ricavi. Non è assolutamente facile arrivare a tanta sicurezza specialmente se le previsioni si estendono oltre i cinque anni.

Un esempio può chiarire quanto appena enunciato. Se si vuole esaminare la convenienza economica di un SET nell'arco di venti anni si deve inevitabilmente assumere un costo dell'energia primaria (gasolio, gas metano, ...) che è certamente noto al momento della stesura dello studio ma che è del tutto imprevedibile nel corso dei successivi venti anni.

Si suole ipotizzare uno *scenario di sviluppo dei costi* che è più o meno cabalistico poiché nessun operatore economico può prevedere l'evoluzione geopolitica delle regioni fornitrici di materie prime per l'energia (paesi arabi, Russia, Regioni africane, ...).

Basta un piccolo conflitto regionale o una ipotesi di conflittualità in una regione della terra per innescare una spirale non controllabile di innalzamento dei prezzi. In questi mesi stiamo vivendo una situazione che esemplifica molto bene quanto appena detto: il costo del barile di grezzo è passato nei giro di sei mesi da 14 a 34 \$/barile.

All'inizio degli anni settanta, con la prima grande crisi petrolifera innescata dai conflitti arabo – israeliani, il costo del petrolio sembrava aumentare del 15% all'anno e certo una tendenza del genere avrebbe innescato eventi catastrofici sulle economie degli stati importatori di petrolio.

Dopo circa un paio d'anni il costo del barile scese dai circa 40 \$ ai 12 \$ annullando tutte le previsioni possibili, da quelle ottimistiche a quelle pessimistiche.

⁵³ Si può avere un tempo di ritorno breve ma poi un cash flow minore per effetto della variabilità dei parametri, come già osservato. Così pure, il valore attuale può essere piccolo ma essere alla fine del tempo di vita dell'impianto e quindi poco importante per l'iniziativa.

Allo stesso modo è difficile prevedere il costo del denaro per lunghi periodi a causa della contingenza economica ormai su scala mondiale.

La sostanziale insicurezza delle previsioni di cassa rende il metodo del *cash Flow* sostanzialmente approssimato e quindi poco affidabile. Per questo motivo, ad esempio, le banche richiedono molti indici economici poiché ognuno di essi presenta suscettibilità di errore differenziati.

Inoltre la prevedibile imprecisione dei flussi di cassa porta a richiedere indici non solo elevati, e quindi sinonimi di convenienza economica dell'iniziativa esaminata, ma le banche si mettono al riparo da sorprese possibili richiedendo valori *più elevati del necessario* in modo da essere sicure che l'iniziativa possa recuperare liquidità anche in situazioni contingenti molto sfavorevole. Così, ad esempio, non basta che, detratte le tasse, una iniziativa renda il 20% (valore già elevato!) ma si chiede che la redditività netta sia superiore al 30÷35% (*enorme!*).

Si può intuire quale sia la *ratio* di una simile richiesta: una redditività molto alta garantisce un ritorno degli investimenti in un numero limitato (2÷4) di anni e quindi le possibilità di rischio si riducono fortemente quanto minore è il tempo di *pay back*.

In genere gli indici economici di breve periodo forniscono più sicurezza alle banche rispetto ad altri di lungo periodo.

12.13.1 TEMPO DI RITORNO ATTUALIZZATO DELL'INVESTIMENTO, TAR

E' già stato definito come il tempo necessario a riacquistare l'investimento iniziale (attualizzato) e il metodo del flusso di cassa consente facilmente, vedi l'esempio di Figura 349, di trovarlo come valore dell'ascissa di intersezione con la curva del cash flow.

Questo tempo (*Discounted pay back, DPB*) assume un significato notevole, come illustrato in precedenza, poiché fino a quel momento *l'investitore è esposto a perdite finanziarie* e quindi incapace di riacquistare (e quindi le banche non possono riavere) l'investimento iniziale.

Si osservi che nel lungo periodo, cioè nel tempo di vita dell'impianto o in genere dell'iniziativa, non è detto che quanto minore risulta il TRA tanto migliore è l'iniziativa poiché dopo questo periodo si possono avere capovolgimenti di ogni sorta. Una iniziativa può essere più favorevole nel lungo periodo di un'altra anche se con TRA maggiore. Pur tuttavia, anche ai fini di un recupero del credito da parte di enti finanziatori, il TRA riveste grandissima importanza e l'analisi di cassa in questo breve periodo (rispetto alla durata dell'iniziativa che normalmente è di 15÷20 anni) sia quanto più precisa e coscienziosa possibile.

Superato il TRA l'iniziativa risulta comunque remunerativa e con indici economici variabili in base al flusso di cassa del periodo successivo fra il TAR e la vita prevista per l'iniziativa. Un TRA ridotto è preferito anche nei periodi congiunturali meno favorevoli per uno stato.

Nel caso in cui il TRA è di pochi anni si può abbandonare l'ipotesi di attualizzare i costi e flussi di cassa. In questo caso il rapporto fra l'investimento I ed il risparmio R fornisce il *Tempo di ritorno Semplice, TRS (SPB Simple Pay Back)*. Si tratta di una stima immediata ed efficace sulla proponibilità dell'iniziativa anche se i flussi considerati non sono attualizzati.

12.13.2 ANALISI DI SENSITIVITÀ

L'incertezza nella previsione dei flussi di cassa e quindi dell'analisi finanziaria giustifica la necessità di conoscere entro quali limiti la realtà può discostarsi dalla previsione senza subire una perdita finanziaria. Quanto detto comporta *l'analisi di sensitività* del valore attuale netto, VAN, rispetto alla variazione di uno o più parametri finanziari rispetto ai valori nominali previsti. Risulta utile conoscere il valore limite di un parametro finanziario per cui il VAN si annulla: esso rappresenta il limite del campo di convenienza dell'investimento.

Il *Tasso Interno di Redditività*, (che gli anglosassoni indicano con IIR *Internal Rate of Return*) introdotto in precedenza come il tasso di attualizzazione che rende nullo il VAN nel periodo previsto per l'investimento, va visto nell'ottica dell'analisi di sensitività. Poiché il *tasso di sconto* non è mai certo nel lungo periodo allora l'IIR indica il valore limite del tasso che annulla i guadagni (o meglio il VAN) nel periodo previsto.

Pertanto quanto maggiore è la differenza fra il *Tasso di Sconto previsto* in analisi e l'IIR tanto minore è il rischio legato alla variabilità (o stima approssimata) di questo parametro.

L'analisi di sensitività può essere estesa anche ad altri parametri, oltre il tasso di sconto, e in genere si individuano quei parametri che influenzano il risultato economico e finanziario dell'iniziativa e che più sono soggetti ad imprecisione di valutazione iniziale.

In genere si calcola l'IIR in funzione di ciascuno di questi parametri, a parità di altre assunzioni, per cui è possibile individuare il valore limite del parametro nell'ambito della convenienza dell'impianto (o dell'iniziativa) che corrisponde ad un dato IIR così calcolato pari al tasso di sconto i .

Fra i parametri che interessano gli impianti SET sono da considerare il costo dell'energia primaria, il fatturato, la spesa di investimento (specialmente se il periodo di costruzione dell'impianto non è breve). L'analisi di sensitività può essere oggi condotta con strumenti di calcolo sofisticati e computerizzati. In ogni caso è sempre bene ricorrere ad uno specialista finanziario per evitare di incorrere in errori grossolani.

12.13.3 INDICE ENERGETICO IEN

Si è già detto che l'attuale legislazione nazionale favorisce le fonti rinnovabili incentivando la cessione di energia all'ENEL (Prezzo concordato mediante *CIP-6* o *Certificati Verdi*).

Per le fonti energetiche tradizionali si dice che sono *assimilabili* a quelle rinnovabili se l'efficienza energetica raggiunta nelle trasformazioni è elevata. In definitiva la Legge tende a favorire i sistemi per il *risparmio energetico* per le ricadute sociali ed ambientali che esso produce. Il *Criterio di Assimilabilità* delle fonti energetiche tradizionali si basa sul concetto di **Indice Energetico** (denominato **IEN**) definito dalla relazione:

$$IEN = \frac{E_E}{E_C} + \frac{E_T}{0.9E_C} - a \quad (42)$$

dove si ha il simbolismo:

- E_E energia elettrica netta prodotta in un anno;
- E_T energia termica utile prodotta in un anno;
- E_C energia consumata in un anno mediante combustibili fossili.

Il termine a è dato dalla relazione:

$$a = \left(\frac{1}{0.51} - 1 \right) \left(0.51 - \frac{E_E}{E_C} \right) \quad (43)$$

Ne segue che perché un impianto tradizionale sia *assimilabile* ad un impianto che utilizza fonti rinnovabili⁵⁴ deve essere $IEN > 0.51$. In questo modo si ha diritto alla tariffazione privilegiata dell'energia ceduta all'ENEL. Si osservi che l'indice energetico è la somma del rendimento di trasformazione elettrica (E_E/E_C) più quello di trasformazione termica supponendo di avere un generatore con rendimento del 90%. Questa somma viene penalizzata se il rendimento di trasformazione elettrica è inferiore a 0.51 tramite il fattore sottrattivo a . In Figura 350 si ha l'andamento dell'indice IEN. Ancora meglio vanno le cose se risulta $IEN > 0.6$ per cui si ha diritto ad

⁵⁴ Cioè energia solare, eolica, idraulica, geotermica, marina o da rifiuti.

una tariffazione più elevata. Si osservi che il valore limite 0.51 è particolarmente selettivo nei riguardi di impianti cogenerativi con elevate prestazioni.

Per impianti di produzione combinati questa limitazione equivale a scrivere:

$$\frac{\frac{E_E}{E_C}}{0.51} + \frac{\frac{E_T}{E_C}}{0.9} \geq 1 \quad (44)$$

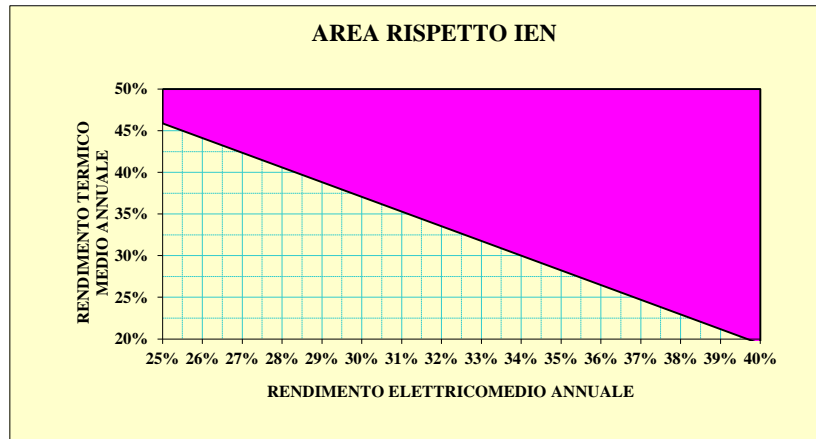


Figura 350: Andamento di IEN in funzione dei rapporti di trasformazione elettrica e termica

Si deduce che i due rendimenti limiti per l'assimilabilità sono 0.51 per l'elettrico e 0.9 per il termico. Ora mentre è agevole, con le attuali tecnologie, arrivare a 0.9 per un generatore elettrico non è altrettanto facile raggiungere il valore 0.51 per il rendimento elettrico, specialmente per gli impianti cogenerativi. Ne deriva che per compensare il minor rendimento elettrico si debbono avere forti rendimenti termici e quindi *risultano favoriti gli impianti con una forte utilizzazione termica a scapito degli impianti con forte utilizzazione elettrica*.

I cicli misti *gas-vapore* sono nettamente svantaggiati rispetto ai motori a combustione interna e alle turbine a gas con forte post combustione⁵⁵ (vedi nel prossimo capitolo le caratteristiche dei motori primi). Naturalmente tutto ciò è vero se si ha una piena utilizzazione dell'energia termica prodotta.

Quest'ultima osservazione incentiva, specialmente negli usi civili, l'uso del calore in esubero per la produzione del freddo nel periodo estivo.

12.14 I MOTORI PRIMI DEL SET

Il componente fondamentale di un *Sistema ad Energia Totale, SET*, è il **motore primo** cioè il componente che fornisce energia termica ed elettrica in modo cogenerativo. Quelli maggiormente utilizzati sono:

- *Il motore alternativo;*
- *La turbina a vapore;*
- *La turbina a gas.*

E' importante inquadrare il funzionamento del motore primo in un ciclo termodinamico nel quale si evincano i livelli di utilizzo delle frazioni energetiche interessate.

Vediamo ora brevemente (si rimanda ai Corsi di Macchine per maggiori approfondimenti) i punti principali da ricordare per la scelta del motore primo di un impianto di cogenerazione.

⁵⁵ La post combustione non incrementa il rendimento elettrico poiché agendo sui soli gas di scarico non porta maggior potenza alla turbina che alimenta il generatore elettrico.

12.14.1 MOTORI ALTERNATIVI

I motori alternativi che più vengono utilizzati sono quelli endotermici basati su ciclo Diesel e su Ciclo Otto. Va tenuto presente, tuttavia, che se i combustibili di elezione di questi motori sono il gasolio e la benzina, in campo cogenerativo si usano anche combustibili diversi quali il metano, il syngas (derivato da pirolisi industriali), oli pesanti (di scarto), ...

La cogenerazione spinge questi motori a funzionare al limite delle possibilità termodinamiche nello spirito di utilizzare il maggior numero di fonti energetiche primarie possibili.

12.14.2 CICLO DIESEL

Il campo di potenza interessato da questi motori si estende fino a 40 MW ed essenzialmente si utilizzano motori diesel o anche, in minor misura, motori a gas. Il *rendimento elettrico* delle unità di maggiore potenza si avvicina sensibilmente a quello delle centrali termoelettriche raggiungendo punte del 40÷42 %. Il *rendimento globale*, incluso il recupero di calore di scarto, raggiunge valori elevati pari a 80÷85%. Un grosso vantaggio di questo tipo di motore primo è che la curva di rendimento si mantiene quasi piatta in funzione del carico fino al 50÷60 % del carico nominale ed inoltre l'utilizzazione del calore di scarto, anche ad alta temperatura, non riduce le prestazioni meccaniche del motore. E' anche possibile frazionare la potenza in varie unità modulari e ciò consente di avere rendimenti massimi in ampie condizioni di carico.

Il diesel può anche funzionare a gas con opportune iniezioni di nafta (combustione pilota) in percentuale del 5% del totale. Questa soluzione (detta *dual fuel*) consente di funzionare anche a gas ma con un aggravio dei consumi di circa il 10% rispetto al solo funzionamento a nafta.

Va tenuto conto anche degli aspetti negativi che il motore diesel presenta e cioè:

- *Potenza unitaria limitata e non suscettibile di rapidi aumenti;*
- *Complessità notevole della macchina e quindi maggiori oneri di manutenzione;*
- *Abbondante produzione di ossidi di azoto.*

Ciclo Termodinamico

Il ciclo Diesel è formato da due isoentropiche una isobara ed una isocora, come indicato in Figura 351. La fase di combustione avviene insufflando, ad alta pressione (oltre 100 bar e oggi si possono avere pressioni elevatissime fino a 1500 bar nei diesel *common rail*), gasolio nebulizzato in piccolissime goccioline nel cilindro ove si trova aria compressa nelle condizioni del punto B e quindi ad una temperatura di circa 900 °C, sufficiente per fare avvenire la combustione.

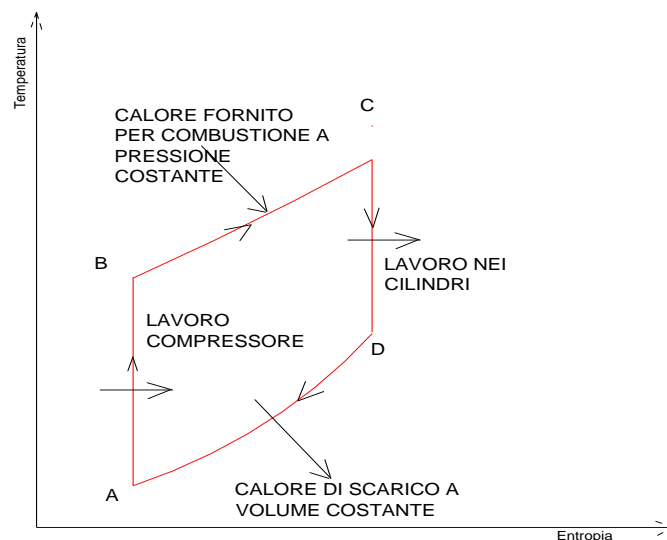


Figura 351: Ciclo ideale Diesel

Non occorre alcun dispositivo elettrico di accensione, quindi, e la trasformazione avviene ad una pressione che si può ritenere, almeno idealmente, costante poiché durante la combustione si ha un aumento di volume della camera di combustione per effetto del movimento del pistone.

Il rendimento del ciclo Diesel è dato dalla relazione:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \quad (45)$$

ove r_v è sempre il rapporto di compressione volumetrico mentre r_c è il *rapporto di combustione* definito dalla relazione:

$$r_c = \frac{v_C}{v_B} \quad (46)$$

con i simboli di Figura 351. I rendimenti di questo ciclo sono elevati, rispetto ai cicli Otto, poiché si può comprimere solo aria nella fase AB evitando i fenomeni di autodetonazione delle benzine. I motori diesel richiedono poca manutenzione e sono caratterizzati da un numero di giri al minuto inferiore rispetto a quello dei cicli a benzina. Oggi si hanno i cicli misti, cicli Sabathè, caratteristici dei diesel veloci. Si raggiungono circa 6000 g/m ed alti rendimenti.

12.14.3 CICLO OTTO

Si tratta di uno dei cicli termodinamici più utilizzati ed è *il ciclo di riferimento* per i motori a benzina. Esso si compone, vedi Figura 352, di una compressione isoentropica, sempre con riferimento al ciclo ideale ad aria standard, seguito da una combustione interna *isocora*, mediante scoppio attivato da una scarica elettrica, seguita da una fase utile di espansione e poi di una fase di scarico dei prodotti di combustione in atmosfera ancora *isocora*. Il rendimento di questo ciclo è dato dalla seguente relazione:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (47)$$

ove r_v è il rapporto di compressione volumetrico dato da:

$$r_v = \frac{v_A}{v_B} \quad (48)$$

I valori di rendimento che si ottengono normalmente sono compresi fra il 16 e il 24% e quindi bassi rispetto ai valori ottenibili con un ciclo ideale di Carnot

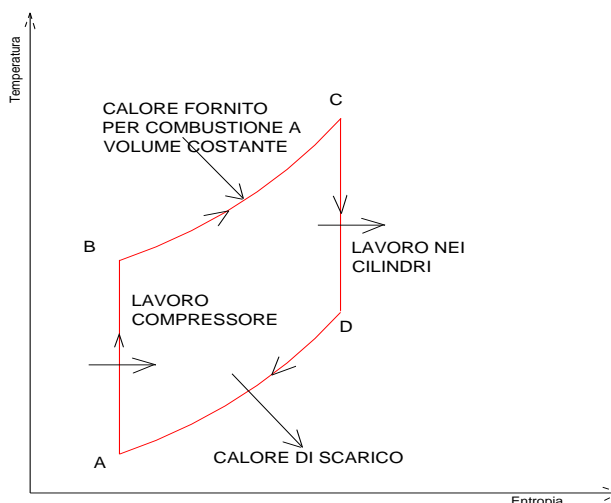


Figura 352: Ciclo Otto per motori a benzina

Nel confronto con il ciclo Diesel il ciclo *Otto* funziona meglio a pari rapporto di compressione. In realtà a pari temperatura massima di ciclo si ha un notevole vantaggio nel rendimento dei motori *Diesel* potendosi raggiungere, in quest'ultimi, elevati rapporti di compressione con sola aria impensabili con i cicli *Otto*. I cicli reali *Diesel* e *Otto* risultano alquanto modificati rispetto ai *cicli ideali* sopra indicati per varie ragioni fra le quali, si ricorda:

- *Compressione ed espansione reali (politropiche) dei fluidi;*
- *Comportamento della miscela di gas diverso dall'aria standard e quindi con calori specifici variabili alle varie pressioni e temperature;*
- *I prodotti di combustione presentano fenomeni di dissociazione ad elevate temperature;*
- *I fenomeni di accensione e combustione avvengono in intervalli di tempo non trascurabili e quindi non istantanei;*
- *I cicli sono aperti e quindi con scambi di massa con l'esterno.*

12.14.4 COMBUSTIBILI UTILIZZATI DAI DIESEL

I Diesel possono utilizzare, nelle versioni industriali, diversi tipi di oli combustibili e quindi sia frazioni leggere, come il gasolio, che frazioni pesanti. Le caratteristiche delle frazioni leggere sono:

Proprietà	Valori	Unità di Misura
Densità	835÷870	Kg/m ³
Viscosità a 40 °C	2.1÷13	CSt
Viscosità a 50 °C	1.1÷1.8	°E
Residuo Conradson (max)	6	%
Ceneri (max)	0.02	%
Acqua e sedimenti (max)	0.3	%
Zolfo	2.5	%
Potere Calorifico Inferiore	42.7	MJ/kg

Figura 353: Proprietà dei frazioni leggere per Diesel

Le proprietà delle frazioni pesanti sono:

Proprietà	Valori	Unità di Misura
Densità	950÷990	Kg/m ³
Viscosità a 38 °C	75÷120	°E
Residuo Conradson (max)	16	%
Acqua (max)	0.3	%
Ceneri (max)	0.03	%
Asfalteni (max)	4÷11	%
Zolfo (max)	1÷4	%
Potere Calorifico Inferiore	41	MJ/kg
Vanadio	100÷200%	ppm
Sodio	20÷80%	ppm

Figura 354: Proprietà dei frazioni pesanti per Diesel

Si osservi che il *residuo Conradson* e le *ceneri* influiscono molto sullo sporco e sull'usura del motore. Il *tenore di vanadio* e di *sodio* influenza il grado di corrosione ad elevata temperatura e la formazione di depositi sulle valvole.

Infine il *tenore di zolfo* influenza la corrosione nel motore e negli scambiatori di recupero termico dei gas di scarico. Le frazioni leggere possono essere usate nei diesel veloci ed automobilistici mentre le frazioni pesanti possono essere usate solo nei diesel lenti con opportune scelte di materiali (testate in ghisa).

12.14.5 IMPATTO AMBIENTALE DI UNA LOCALIZZAZIONE DI MOTORI ALTERNATIVI

I motori Diesel (o anche quelli Otto) di grande potenza pongono problemi di *impatto ambientale* (vedi capitolo successivo per altri approfondimenti) per localizzazioni all'interno di aree

urbane e di centri densamente abitati a meno di ricorrere a soluzioni di protezione ambientale spesso costosi e complessi.

Nel valutare l’impatto ambientale occorre considerare:

- *Le emissioni nei gas di scarico (e quindi il tipo di combustibile utilizzato);*
- *La rumorosità prodotta e quindi il rispetto del DPCM 1/3/91 e L. 447/94;*
- *Le vibrazioni eventualmente indotte negli edifici.*

Un motore diesel produce circa 7÷8 kg/kWh prodotto di gas di scarico ad una temperatura uscente dallo scambiatore di recupero di circa 120÷180 °C. In genere si ha circa il 77% di N₂, 13% di CO₂, 5% di CO e 5% di H₂O. Si hanno, inoltre, varie percentuali di CO_x ed NO_x oltre che idrocarburi incombusti, ceneri e fuliggine.

Un parametro che deve essere tenuto in considerazione è l’*opacità dei fumi* misurata in gradi Bosch o Bacharach e compresa fra 0.3÷0.5 Bosch.

Per quanto riguarda la rumorosità i motori Diesel si distinguono dai motori Otto a benzina, vedi Figura 355, per uno spettro più ricco alle basse frequenze e di notevole ampiezza

In genere le fonti di rumorosità sono individuabili in corrispondenza a:

- *Aspirazione dell’aria;*
- *Emissione dei gas di scarico;*
- *Funzionamento del motore (specialmente quelli lenti)*

Nei primi due casi si può fare uso di speciali silenziatori per attenuare la rumorosità mentre per il rumore del motore occorre intervenire sugli edifici mediante applicazione di coibenti acustici. Per le vibrazioni i problemi possono essere rilevanti in considerazione della notevole massa in gioco nei motori di potenza. In genere occorre progettare bene il *blocco di fondazione* avendo cura di isolarlo (mediante tagli) dal terreno circostante con l’interposizione di materiali assorbenti (pannelli di gomma, strati di sughero, ammortizzatori meccanici, ...).

Si ricordi che le frequenze naturali dell’edificio debbono essere lontane da quelle indotte dalle vibrazioni dei motori per evitare pericolose risonanze. Per un corretto studio del blocco delle fondazioni occorre conoscere i *modi* di vibrazione del blocco motore-fondazioni, l’impedenza meccanica del terreno e i modi di oscillazione dell’edificio.

Dimostrazione della componente tonale generata da autoveicolo

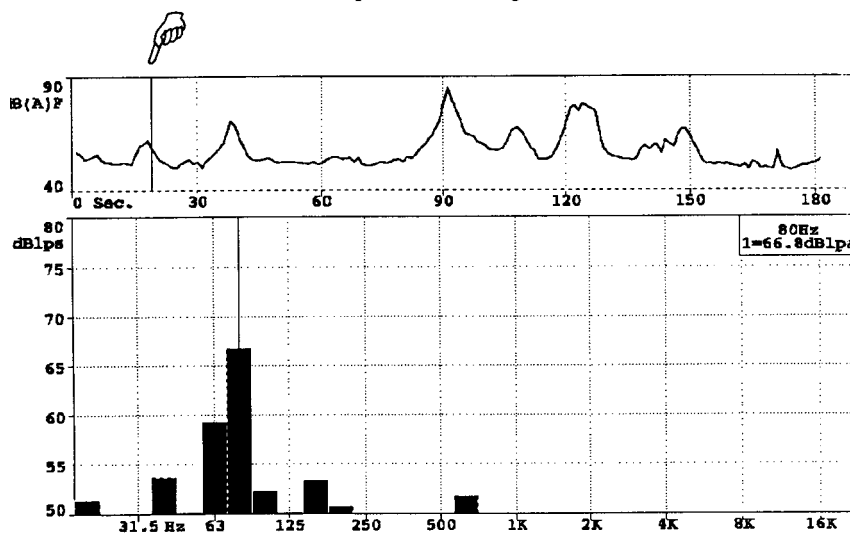


Fig. 7.4a.- Autoveicolo. Tono puro alla frequenza di 80 Hz, e 66.8 dB(1pt), distintamente udibile.

Figura 355: Spettro a banda di terzi di ottava di un motore a benzina

Come criterio guida per la progettazione della fondazione occorre che la sollecitazione unitaria sul terreno non deve superare 1/3 ÷ ¼ della sollecitazione statica ammissibile, il baricentro dei

carichi deve essere sulla verticale al centro dell'area di base della fondazione, l'ampiezza delle vibrazioni deve essere contenuta entro valori limiti imposti dalle norme e il peso della fondazione (cioè del solo blocco di calcestruzzo di base) deve essere grande (3÷20 volte maggiore) rispetto a quello del motore, anche in funzione della velocità di rotazione di quest'ultimo.

12.14.6 COGENERAZIONE DEI MOTORI DIESEL

Il motore alternativo diesel (ma anche quello a benzina) presenta sorgenti differenziate di calore in corrispondenza degli scarichi gassosi, dell'acqua di refrigerazione, dell'aria di sovralimentazione, dell'olio di raffreddamento secondo quanto indicato, sommariamente, in Figura 356.

In genere dagli scarichi si può ricavare 900÷1200 kcal/kWh di lavoro meccanico erogato all'asse del motore. Circa il 15% del calore introdotto viene asportato dall'acqua di raffreddamento e dall'olio che escono dal motore a temperature di 80 e 75 °C rispettivamente. Si tratta di calore facilmente recuperabile mediante l'inserimento di uno scambiatore di calore.

In alcuni casi si possono avere temperature dell'acqua di raffreddamento fino a 125÷130 °C e dell'olio di 80÷85 °C.

Per motori con intercooler si può estrarre circa il 9% di calore fra il primo e il secondo stadio del sistema di raffreddamento dell'aria di sovralimentazione.

Il calore asportato nei gas di scarico è circa il 33% di quello totale introdotto ed è disponibile ad un livello di temperatura di circa 400 °C. Si osservi che non è possibile raffreddare totalmente a temperatura ambiente i gas di scarico per evitare pericolose e corrosive condense dei fumi. Di solito ci si ferma a circa 110÷120 °C anche in funzione del tenore di zolfo del combustibile adottato. Ipotizzando una portata dei gas di scarico di 7÷8 kg/kWh si ha una quantità di energia termica recuperabile pari a 400÷600 kcal/kWh. Considerando l'elevata temperatura dei gas di scarico è anche ipotizzabile la produzione di vapore acqueo.

Il rapporto $C = E_T/E_E$ per i motori Diesel è compreso fra 1÷1.2 con rendimenti elettrici fra 0.35÷0.41. Per motori a ciclo Otto si ha $C = 1.3÷1.4$ ed N_E fra 0.3÷0.34.

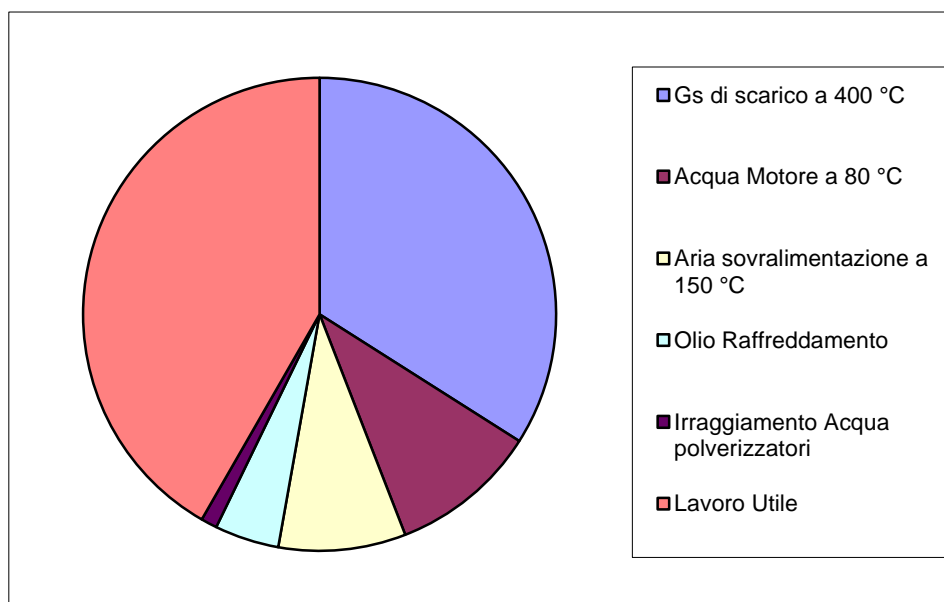


Figura 356: Bilancio di un motore Diesel

12.14.7 SCHEMI DI IMPIANTO

Sulla base di quanto sopra detto si può pensare di utilizzare il motore alternativo in diversi modi con soluzioni che tengono conto delle diverse esigenze impiantistiche.

In Figura 357 si ha la soluzione più semplice: il gas di scarico (a 400 °C) viene utilizzato in uno scambiatore a recupero per produrre vapore mentre l'acqua di raffreddamento e l'olio di lubrificazione cedono la loro energia termica in uno scambiatore per il recupero a bassa temperatura (70÷80 °C).

In Figura 358 si ha uno schema impiantistico più complesso ove lo scambiatore di calore dell'acqua di raffreddamento e dell'olio lubrificante serve per preriscaldare l'acqua di alimento dello scambiatore a recupero dei gas di scarico per la produzione di vapore.

Si può anche rinunciare alla produzione di acqua calda se l'Utenza non la desidera. In questo caso si ha solamente produzione di vapore che può ancora essere inviato in una turbina per la produzione di energia elettrica.

In Figura 359 si ha un impianto a ciclo combinato con produzione di energia elettrica e calore (sotto forma di vapore ed acqua surriscaldata) che raggiunge rendimenti complessivi dell'ordine del 75%. Si può anche immaginare di utilizzare il motore primo a ciclo Diesel per produrre acqua calda a 80 °C e surriscaldata a 120÷200 °C per alimentare una rete di teleriscaldamento urbano. Il calore viene recuperato dall'acqua di raffreddamento e dall'aria di sovralimentazione e dai gas di scarico.

12.14.8 MOTORI PRIMO CON TURBINE A GAS

Le turbine a gas si prestano bene alle applicazioni cogenerative. Si tratta di macchine a flusso continuo con fluido comprimibile che può operare sia a ciclo aperto che a ciclo chiuso.

Va osservato che la turbina a gas nella versione per impianti di terra (*heavy duty*) non raggiunge rendimenti paragonabili agli impianti a vapore o con motori diesel ma presenta alcuni vantaggi (rapidità di messa in marcia e variabilità del carico) che la fanno preferire per impianti di produzione di energia elettrica per carichi di punta.

Nelle installazioni *heavy duty* è possibile modificare il ciclo termodinamico di base con rigenerazioni termiche, intercooler ed altri accorgimenti tecnici che rendono la turbina a gas alimentabile con calori di scarto e pertanto conveniente anche per i carichi di base.

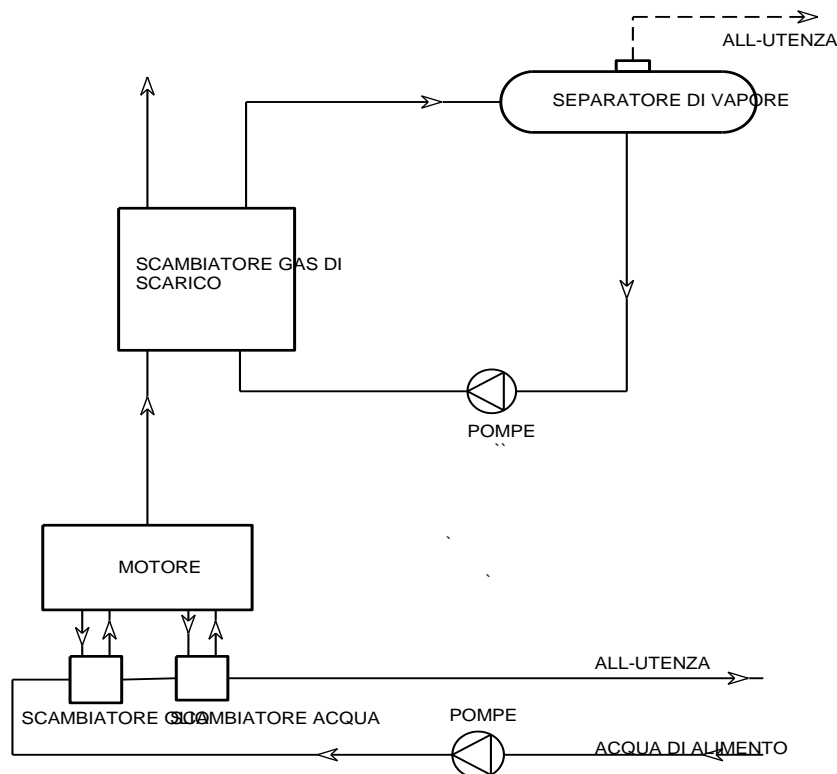


Figura 357: Schema di un impianto di recupero del calore di un motore diesel

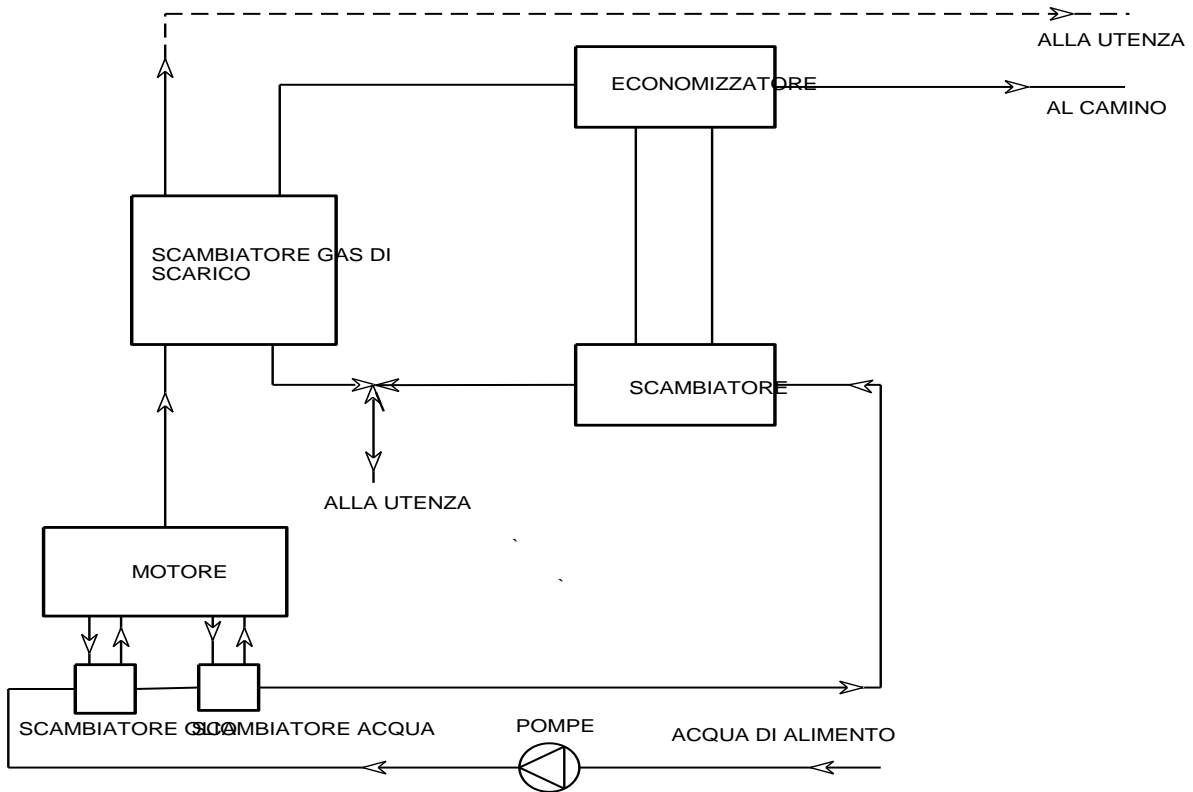


Figura 358: Schema di un impianto di recupero del calore di un motore diesel con economizzatore

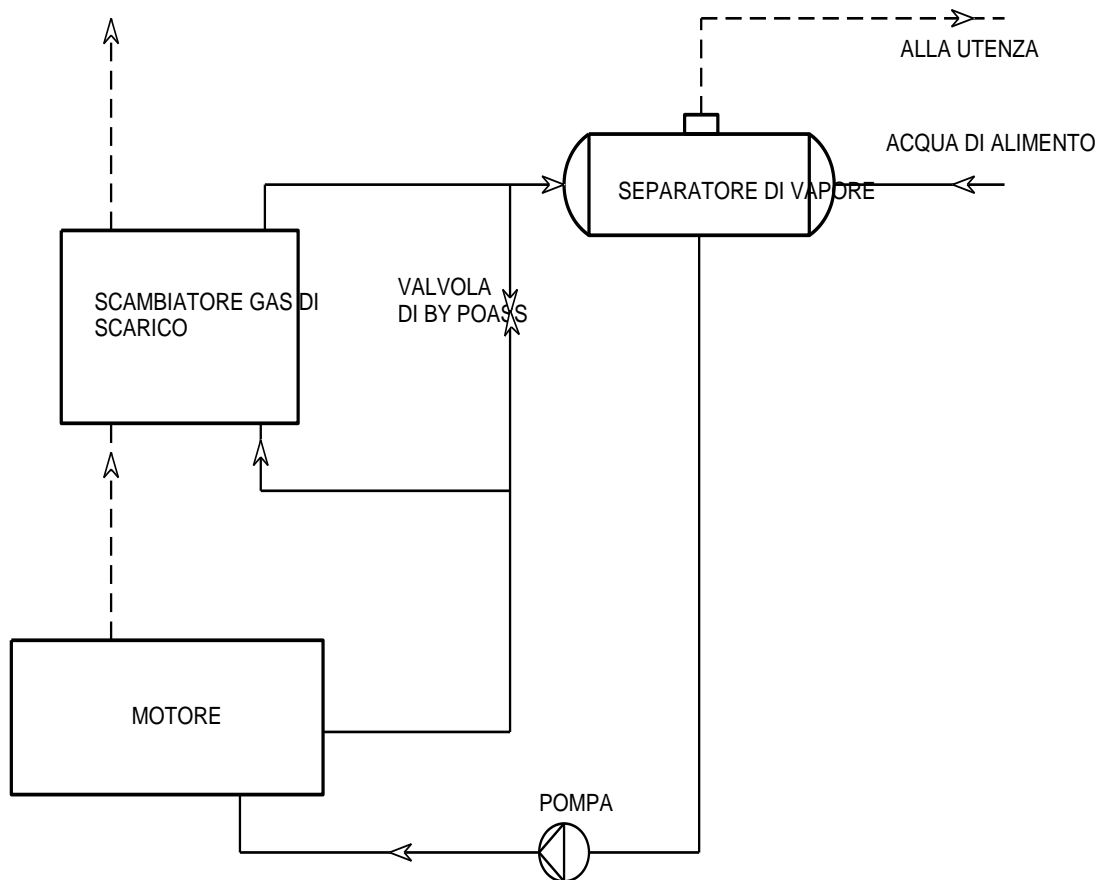


Figura 359: Schema di impianto con motore Diesel e recupero di calore con produzione di vapore

Tra i recuperi si citano:

- *Accettabile costo di investimento;*
- *Basso rapporto massa/potenza;*
- *Semplicità costruttiva;*
- *Potenza unitaria elevata (fino a 200 MW);*
- *Avvio rapido;*

Non necessita di acqua di raffreddamento. Per contro si hanno alcuni difetti che qui si riportano:

- *Basso rendimento elettrico;*
- *Necessità di combustibili di elevata qualità;*
- *Vita limitata di alcuni componenti;*
- *Necessità di manutenzione frequente.*

Il rendimento della turbina a ciclo aperto ha valori medi dell'ordine del 30% nel caso di ciclo Bryton semplice e del 35% nel caso di ciclo rigenerativo.

12.14.9 IL CICLO TERMODINAMICO

Si utilizza il noto ciclo di *Joule - Bryton*. Esso consiste⁵⁶, con riferimento al ciclo ideale ad *aria standard*⁵⁷, in un ciclo formato da due isobare e due isoentropiche, come indicato in Figura 360.

Lungo la trasformazione AB si ha una compressione (qui supposta ideale *isoentropica*) dell'aria esterna fra la pressione p_A e la pressione p_B .

La compressione viene effettuata in un compressore rotativo alimentato dalla turbina (vedi dopo) e pertanto assorbe parte dell'energia prodotta dalla stessa turbina.

Nella trasformazione BC si ha la combustione di petrolio raffinato (detto *JP, Jet Propeller*) all'interno di una camera di combustione toroidale.

La combustione avviene a pressione costante perché si ha fuoriuscita dei gas di combustione in modo continuo verso l'anello di distribuzione della turbina di potenza.

La trasformazione di espansione (sempre supposta ideale isoentropica) CD avviene in turbina ed è proprio in essa che si ha la produzione di energia meccanica che serve in parte ad alimentare il compressore. La differenza fra l'energia meccanica prodotta e quella assorbita dal compressore è l'*energia utile* che è possibile utilizzare esternamente al ciclo.

La trasformazione isobare DA è di raffreddamento e può avvenire in uno scambiatore di calore (impianti fissi di terra) o in aria (impianti mobili aeronautici) cioè scaricando i prodotti di combustione nell'atmosfera esterna. Si osservi che avendo aspirato aria atmosferica con il compressore in A lo scarico equivale ad una cessione di calore all'ambiente esterno a pressione costante. In Figura 362 si ha la vista sezionata di una turbina di tipo *aeronautico* nella quale si possono vedere i componenti fondamentali del ciclo *Joule - Bryton* e cioè il compressore, a destra in primo piano, a cui segue la camera di combustione toroidale, al centro, e poi la turbina di potenza che, per questo tipo di motore, è seguita da un *ugello di scarico* che fornisce la spinta per far muovere gli aerei.

⁵⁶ Si rimanda ai corsi di Macchine per maggiori approfondimenti.

⁵⁷ Un ciclo si dice ideale quando è formato da trasformazioni termodinamiche internamente reversibili. I cicli a combustione (ciclo *Otto, Diesel, Sabathè, Joule-Bryton*) utilizzano aria come comburente e benzina o gasolio o petrolio come combustibile. La combustione produce vari composti chimici detti *gas di combustione* e pertanto la composizione del fluido di lavoro (inizialmente aria esterna) viene modificata. Poiché le caratteristiche termodinamiche complessive (calore specifico, densità, costante di adiabaticità, ...) non sono molto diverse da quelle dell'aria esterna allora si fa l'ipotesi (ovviamente semplificativa) di fluido di lavoro con caratteristiche costanti e coincidenti con quelle dell'*aria standard* ossia dell'aria supposta come *fluido ideale* e quindi con *calori specifici costanti* al variare della temperatura. Questa ipotesi semplifica molto i calcoli termodinamici anche se è un po' lontana dalla realtà. Per quanto necessario nell'ambito di questo corso possiamo accettare pienamente questa semplificazione senza perdita di generalità.

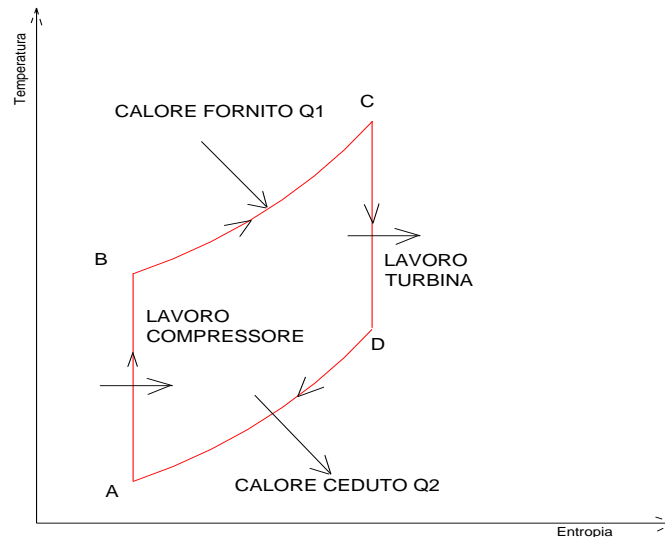


Figura 360: Ciclo Joule – Bryton con aria standard

Per gli impianti di terra si usano configurazioni impiantistiche meno compatte e con elevati carichi di lavoro (*heavy duty*) tipicamente 8000 ore/anno.

Il rendimento del ciclo *Joule – Bryton* è dato dalla relazione:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^{k-1/k}} \quad (49)$$

ove r_p è il rapporto delle pressioni definito come:

$$r_p = \frac{p_B}{p_A} \quad (50)$$

Poiché il lavoro prodotto dalla turbina:

$$L^+ = h_C - h_D \quad (51)$$

viene assorbito dal compressore in quantità pari a:

$$(52)$$

ne segue che il lavoro utile prodotto dal ciclo è dato dalla differenza:

$$L_u = L^+ - L^- = (h_C - h_D) - (h_B - h_A) \quad (53)$$

temperature (oltre 1200 °C) occorre limitare la temperatura massima del ciclo e ciò porta anche ad avere un rapporto massimo delle pressioni che vale:

$$r_{p_{\max}} = \left(\frac{T_C}{T_A} \right)^{k/(k-1)} \quad (54)$$

Si definisce *Rapporto dei lavori* il rapporto fra il lavoro utile e il lavoro positivo della turbina:

$$RL = \frac{L^+ - L^-}{L^+} = 1 - \left[\frac{r_p}{r_{p_{\max}}} \right]^{k-1} \quad (55)$$

Il Rapporto dei lavori è massimo per $r_p=0$ mentre vale 0 quando $r_p = r_{p_{\max}}$ come indicato in Figura 363. In essa si può anche osservare come il lavoro utile abbia un andamento parabolico con un valore massimo corrispondente interno al rapporto delle pressioni.

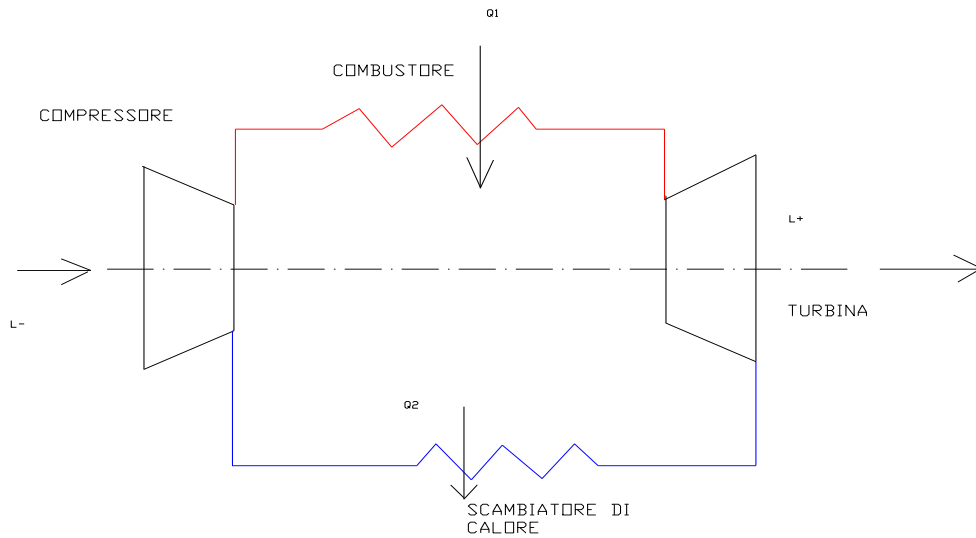


Figura 361: Layout del ciclo Joule – Bryton

Per motivi impiantistici dipendenti dalla resistenza termica dei materiali alle elevate temperature, il Rapporto dei lavori è quindi massimo in corrispondenza ad un valore ottimale del rapporto delle pressioni che vale:

$$r_{p_{ottimale}} = \sqrt{r_{p_{max}}} = \left(\frac{T_C}{T_A} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (56)$$

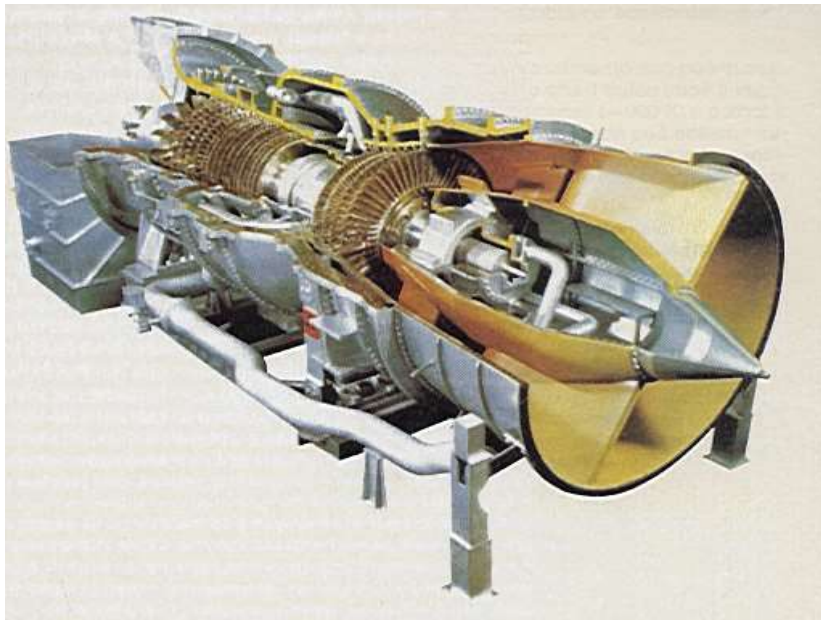


Figura 362: Sezione di una turbina a gas per aereo

I cicli Joule – Bryton sono caratterizzati da uno sviluppo di grandi potenze con piccoli volumi di impianto. Ciò è dovuto al fatto che, diversamente dai motori a scoppio (sia a benzina che diesel) essi producono potenza in continuità. I rendimenti vanno dal 25% al 35% a seconda del rapporto delle pressioni utilizzato e del rapporto fra la temperatura massima e la minima del ciclo.

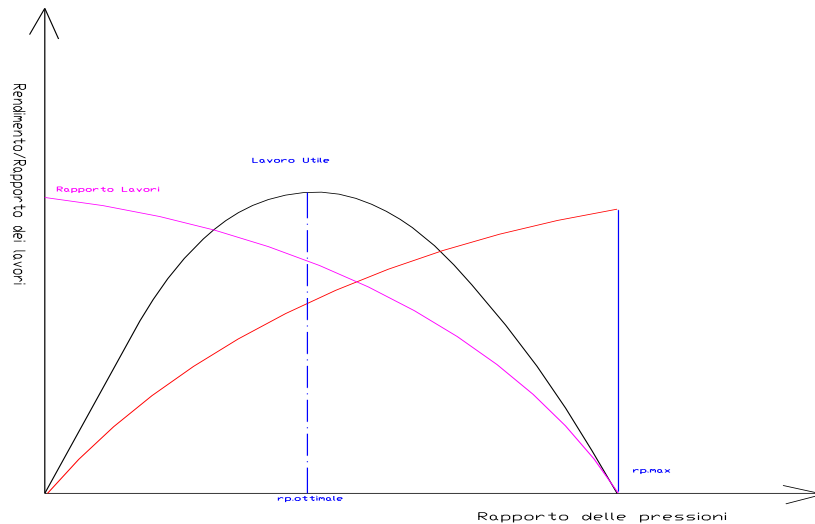


Figura 363: Andamento del rendimento del ciclo Joule – Bryton e del Rapporto dei lavori

Si tratta di valori lontano dai rendimenti dei cicli a vapore (circa 40% e oltre nei moderni impianti) e pertanto la produzione di grandi potenze elettriche è oggi sempre più delle centrali a vapore (sia tradizionali che nucleari) mentre i cicli a gas sono considerati complementari ai cicli a vapore.

12.14.10 IMPIANTI DI TERRA

Negli impianti di terra si vuole ottenere dal ciclo *Joule – Bryton* la massima potenza senza avere il problema del peso da trasportare. Pertanto negli impianti fissi si hanno layout che favoriscono gli scambi termici (combustori esterni ottimizzati) e si possono anche avere cicli *rigenerativi* cioè cicli nei quali si riducono le irreversibilità esterne delle trasformazioni di scambio termico (Q_1 e Q_2) non isoterme.



Figura 364: Impianti a gas di terra

In pratica si fa in modo di recuperare parte del calore che andrebbe riversato in atmosfera per preriscaldare l'aria di alimento in camera di combustione. Il ciclo così modificato presenta un miglior rendimento ma richiede uno scambiatore di calore in più.

Oltre alla rigenerazione si possono anche usare uno o più raffreddamenti intermedi sia nella fase di compressione (*cicli con intercooler*) che nella fase di espansione in turbina (*cicli ad espansione*

multiplo). In questi cicli occorre inserire tanti scambiatori di calore intermedi quante sono le interruzioni delle fasi di compressione e di espansione.

Si rinvia ai testi specializzati per ulteriori approfondimenti. In Figura 364 si ha una rappresentazione di impianti a gas di terra: a sinistra si può osservare il combustore (ora esterno alla turbina) e a destra si ha una vista di una turbina a più stadi accoppiata ad un compressore sullo stesso albero motore.

12.14.11 COMBUSTIBILI UTILIZZATI DALLE TURBINE A GAS

Negli impianti di terra le turbine a gas sono nate per bruciare gas naturale ma l'evoluzione tecnologica porta oggi all'uso anche di combustibili gassosi di altro tipo ed anche liquidi purché sottoposti a trattamenti di depurazione particolari.

Le caratteristiche medie dei combustibili gassosi sono le seguenti:

Proprietà	Valori	Unità di Misura
Piombo	< 0.02	ppm
Vanadio	<0.01	ppm
Sodio	<0.024	ppm
Polveri	< 25	Mg/Nm ³
Zolfo	<0.5	%
Potere Calorifico Inferiore	12.5÷35.5	MJ/Nm ³

Per i combustibili liquidi si hanno le seguenti proprietà:

Proprietà	Valori	Unità di Misura
Viscosità	3÷20	cSt
Densità	<875	Kg/m ³
Residuo Conradson	<0.2	%
Acqua	< 0.1	%
Zolfo	<0.5	%
Potere Calorifico Inferiore	>24	MJ/Nm ²
Ceneri	<0.01	%
Vanadio	< 0.5	ppm
Sodio	<0.5	ppm

Per combustibili aventi caratteristiche diverse da quelle sopra indicate occorre prevedere turbine opportunamente modificate. Nel caso di combustibili gassosi non devono essere presenti fasi liquide. I combustibili pesanti possono richiedere un preriscaldamento per rendere possibile sia la nebulizzazione che il pompaggio.

I metalli vanno separati mediante trattamento di separazione elettrostatica, lavaggio e centrifugazione (per il sodio) e l'aggiunta di additivi neutralizzanti (per il vanadio).

Nel caso di funzionamento con olio pesante occorre prevedere una fermata ogni 400÷1000 ore per l'eliminazione delle ceneri ed il lavaggio con acqua calda.

12.14.12 VALUTAZIONE DELL'IMPATTO AMBIENTALE PER LE TURBINE A GAS

A causa del grande eccesso d'aria (oltre il 200%) necessario per il controllo della temperatura in camera di combustione si ha una percentuale di azoto ed ossigeno nei gas di scarico con percentuali del 4 e 16% rispettivamente.

Sono presenti ancora componenti varie di NO_x e CO_x oltre a idrocarburi incombusti e frazioni trascurabili di SO_x e di particolato.

Gli ossidi di zolfo presenti sono in proporzione alla percentuale di zolfo nel combustibile. Gli idrocarburi incombusti e la CO sono emessi nelle fasi di avviamento e nei periodi di funzionamento a carico parziale.

Per ridurre le emissioni azotate è opportuno usare combustibili a basso contenuto di azoto, ridurre i picchi ad elevata temperatura e il rapporto combustibile- aria (anche se questo tende ad elevare la temperatura in camera di combustione).

Oggi si usano camere di combustione di opportuna geometria e getti di acqua e vapore per evitare la combinazione dell'azoto con l'ossigeno dell'aria. I fumi emessi sono poco visibili poiché l'opacità Bosch è sempre <1 .

12.14.13 LA RUMOROSITÀ DEGLI IMPIANTI CON TURBINA A GAS

La rumorosità delle turbine a gas è sempre elevata e richiede particolare cura in fase di progetto (Valutazione di Impatto Ambientale, vedi dopo) e della scelta del sito. Essa si origina in corrispondenza delle tre sezioni: aspirazione, scarico e corpo motore. In corrispondenza dell'aspirazione del compressore d'aria si ha l'emissione di un rumore a forma di sibilo (rumore a sirena) la cui frequenza è data dal prodotto del numero di giri dell'asse per il numero di pale.

Questo rumorosità può essere ridotta con opportuni filtri acustici e con l'orientamento delle bocche di aspirazione verso l'alto in modo da non produrre coni acustici che investano edifici vicini. La rumorosità allo scarico è di solito di bassa frequenza e richiede forti spessori di isolante inseriti in pannelli fonoassorbenti.

Le pareti che portano i pannelli possono a loro volta rimettere rumore verso l'esterno e quindi debbono attentamente essere isolate mediante rivestimenti esterni di materiali isolanti e con l'involuppo di lamiere pesanti. Il rumore prodotto dal corpo della turbina viene ridotto coibentando la sala macchine e costruendone le pareti in calcestruzzo pesante.

12.14.14 POSSIBILITÀ DI COGENERAZIONE DELLE TURBINE A GAS

Tipicamente per una turbina a gas si hanno le percentuali di energia indicate in Figura 365.

L'elevata percentuale di energia nei gas di scarico (67%) lascia intravedere forti possibilità di recupero energetico a temperature variabili fra 400 e 550 °C e quindi ancora interessanti impiantisticamente. Naturalmente occorre evitare che la temperatura finale dei gas di scarico scenda al di sotto dei 120÷140 °C per evitare il pericolo di condensazione dell'acqua acida.

Le possibilità di cogenerazione delle turbine a gas possono essere schematizzate nelle seguenti:

- *Recupero termico per uso diretto di processo;*
- *Produzione di fluidi termovettori (ad esempio per il teleriscaldamento)*
- *Ciclo combinato turbina a gas – turbina vapore.*

Il rapporto $C = E_T/E_E$ può variare nell'intervallo 1.7÷3.5 per turbine a semplice recupero.

La produzione di acqua calda surriscaldata o anche di vapore per tele riscaldamento urbano lascia intravedere interessanti sviluppi per questo tipo di impianti.

In Figura 366 si ha lo schema di impianto per un ciclo combinato gas- vapore con caldaia a recupero per la produzione del vapore acqueo da inviare nella turbina a vapore (che può essere a condensazione, a derivazione, a spillamento o in contropressione a seconda delle esigenze impiantistiche).

In Figura 369 si ha lo schema di ciclo rigenerativo con la possibilità di recupero termico e produzione di vapore.

Si possono pensare diverse applicazioni dei cicli cogenerativi negli impianti di termovalorizzazione. Infatti, si può gassificare i RSU, alimentare un impianto a gas e poi produrre acqua calda surriscaldata per alimentare una rete di teleriscaldamento. Una applicazione del genere è realizzata nel comune di Brescia per la centrale di alimentazione del teleriscaldamento urbano.

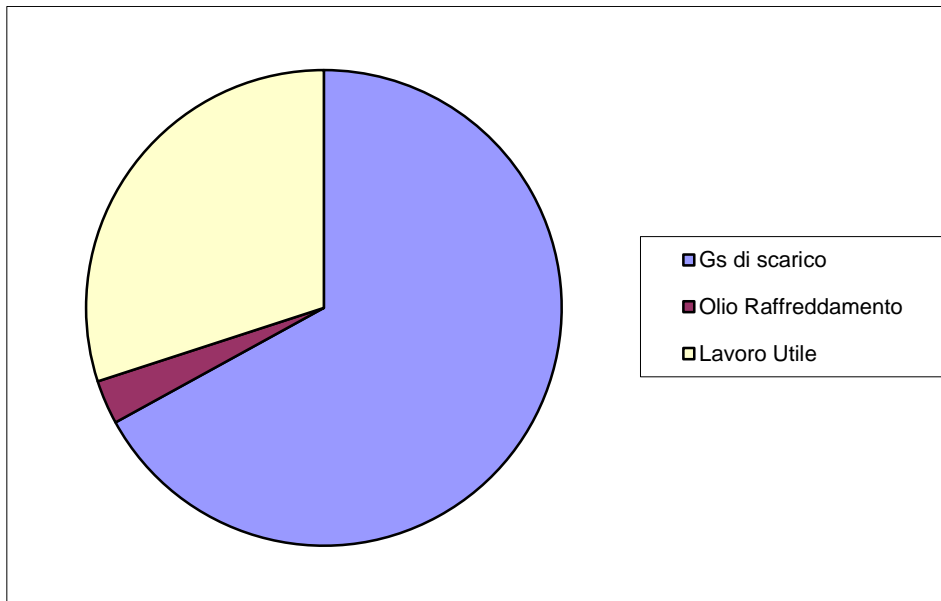


Figura 365: Bilancio energetico per una turbina a gas

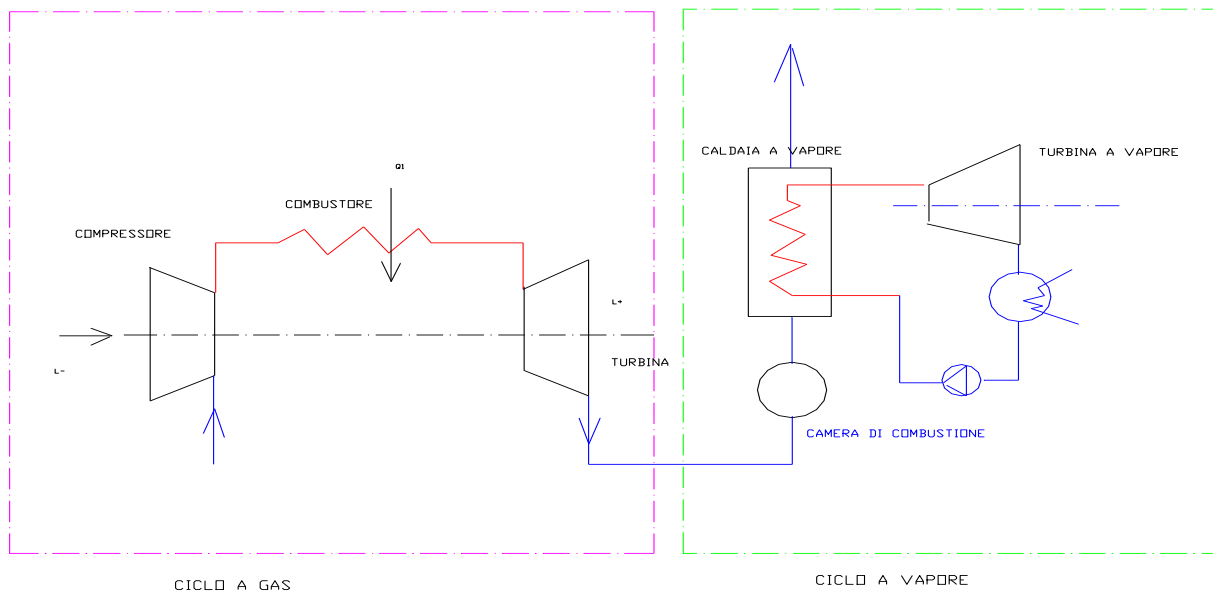


Figura 366: Ciclo combinato a gas e a vapore



Figura 367: Impianto cogenerativo con turbina a gas : 120 kW e 146 MWe

12.14.15 COMPONENTI DI BASE

I componenti base delle microturbine sono il compressore, la turbina e il recuperatore (Figura 370)

Turbocompressore

Il cuore della microturbina è il turbocompressore, che è comunemente montato su un singolo albero insieme al generatore elettrico. Due cuscinetti supportano l'unico albero. Questa soluzione è utilizzata per ridurre le necessarie manutenzioni e accrescere la totale realizzabilità. Ci sono anche versioni a due alberi, le quali, anche se hanno più parti in movimento, non complicano la conversione dall'alta frequenza ai 60Hz.

Per le contenute dimensioni le turbomacchine a gas usano turbine e compressori assiali multistadio, nelle quali il gas fluisce lungo l'asse dell'albero ed è compresso e fatto espandere attraverso gli stadi.

Comunque, il turbocompressore e la turbina delle micro turbomacchine sono basati su un singolo stadio radiale. La turbomacchine radiali usano piccole quantità di portate volumetriche di aria e di prodotti della combustione con la conseguenza di elevate efficienze. Le grandi turbine ed i grandi compressori assiali sono tipicamente più efficienti di quelle radiali. Comunque, nelle dimensioni delle microturbine radiali i componenti presentano piccole superficie disperdenti procurando efficienze molto elevate. Nelle microturbine, l'albero del turbocompressore ruota ad elevate velocità, circa 96.000 rpm nel caso di macchine di 30 kW e circa 80.000 rpm in quelle di 75 kW. Le turbine radiali che conducono il compressore sono abbastanza simili in termini di modello e portate volumetriche a quelle delle automobili, camion, ecc.

Le piccole turbine a gas, delle dimensioni e potenze delle microturbine, vengono anche utilizzate come sistemi ausiliari di potenza sugli aeroplani.

Generatore

Le microturbine producono potenza elettrica grazie ad un generatore che è posto in rotazione o sull'unico albero del turbocompressore oppure con una seconda turbina di potenza che guida, mediante ingranaggi, un generatore convenzionale che ruota a 3600 rpm. Il generatore del modello ad unico albero utilizza un alternatore, del tipo magnete permanente (tipicamente Samarium-Cobalt), e richiede che l'alta frequenza in AC di uscita (circa 1600 Hz per una macchina di 30 kW) sia convertita a 60÷50 Hz per i diversi impieghi. Questo tipo di operazione richiede due fasi:

- *rettificazione, in questa fase si modifica l'alta frequenza, da corrente alternata (AC) a corrente continua (DC).*
- *inversione, in questo caso si converte la DC in AC con frequenza di 60÷50 Hz.*

Il processo di conversione comporta una riduzione dell'efficienza (approssimativamente 5%).

Nella fase di avvio, nel modello ad albero singolo, il generatore funge da motore mettendo in moto il turbocompressore. Raggiunta una sufficiente velocità di rotazione si avvia il combustore. Per completare la fase di avviamento sono richiesti parecchi minuti. Se il sistema opera indipendentemente dalla rete sono richiesti dei gruppi elettronici di continuità per avviare il generatore.

Recuperatore

I recuperatori sono degli scambiatori di calore che utilizzano i gas caldi di scarico della turbina (tipicamente attorno ai 650 °C) per preriscaldare l'aria compressa (tipicamente attorno ai 150 °C) che poi va al combustore. In questo modo si riduce di molto il combustibile necessario per raggiungere elevate temperature in ingresso turbina. Questo tipo di sistema è detto rigenerativo (Fig. 4.2.3.1) il quale comporta un elevato rendimento termodinamico rispetto a quello senza rigenerazione, infatti facendo riferimento all'aria standard si ha:

senza rigenerazione:

$$\eta_{no_rig} = \frac{(h_C - h_D) - (h_B - h_A)}{(h_C - h_B)} = \frac{(T_C - T_D) - (T_B - T_A)}{(T_C - T_B)}$$

con rigenerazione:

$$\eta_{si_rig} = \frac{(h_C - h_D) - (h_B - h_A)}{(h_C - h_E)} = \frac{(T_C - T_D) - (T_B - T_A)}{(T_C - T_E)}$$

Nelle microturbine i recuperatori possono più che raddoppiare l'efficienza della macchina. Comunque, poiché c'è una caduta di pressione nel recuperatore sia nel lato turbina che nel lato compressore, la potenza di uscita si abbassa di circa 10÷15% da quella ottenibile senza la rigenerazione. Il recuperatore inoltre abbassa la temperatura dei gas di scarico della microturbine, riducendo l'efficacia della microturbine nelle applicazioni cogenerative (CHP).

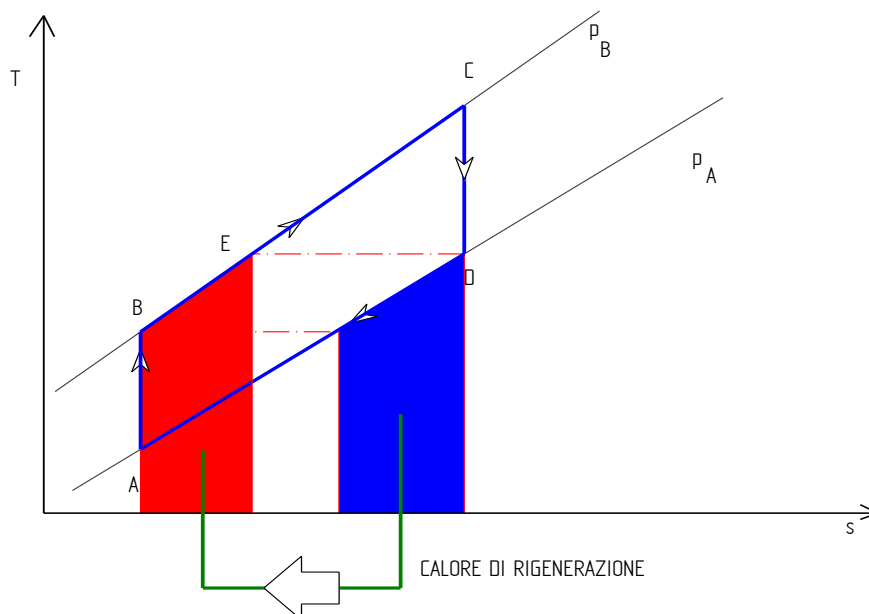


Figura 368: Ciclo rigenerativo con l'evidenziazione del calore trasferito.

12.14.16 APPLICAZIONI COGENERATIVE (CHP)

Nelle applicazioni cogenerative (CHP) viene utilizzato un secondo scambiatore di calore (Figura 369) che trasferisce l'energia rimanente dei gas di scarico della microturbina ad un sistema di riscaldamento dell'acqua sanitaria. Il calore dei gas di scarico può essere utilizzato anche per diverse applicazioni come: raffrescamento mediante macchine ad assorbimento, riscaldamento degli edifici, ecc.

Alcune microturbine realizzate per le applicazioni cogenerative non usano il recuperatore, infatti in questo caso la temperatura dei gas di scarico è più alta e quindi più calore può essere utilizzato per il recupero. Le caratteristiche delle microturbine utilizzate per scopi cogenerativi sono:

- *calore in uscita, le microturbine producono un calore in uscita a temperature comprese tra i 200 ed i 270 °C, adatto per svariati impieghi.*
- *flessibilità sul combustibile, le microturbine possono funzionare usando differenti combustibili: gas naturale, gas acidi, e combustibili liquidi come benzina, cherosene, gasolio.*
- *affidabilità e durata, la durata di progetto è stimata tra le 40000 e le 80000 ore di lavoro. Sebbene i componenti hanno dimostrato un'elevata affidabilità, essi non hanno dato, nei servizi commerciali, una durata abbastanza lunga.*
- *potenza di targa, le microturbine commerciali ed in via di sviluppo presentano potenze di targa variabili tra i 30 ed i 350 kW.*
- *emissioni, le basse temperature di ingresso e gli elevati valori del rapporto aria-combustibile comportano una riduzione degli NO_x di circa 10 parti per milioni (ppm) quando si utilizza il gas naturale.*
- *modularità, le unità possono essere connesse in parallelo per servire un elevato carico.*
- *Carico parziale, poiché le microturbine riducono la potenza riducendo la portata d'aria e la temperatura di combustione, può succedere che l'efficienza a carico parziale sia superiore a quella a pieno carico.*

12.14.17 PRESTAZIONI DELLE MICROTURBINE

Le microturbine sono più complesse delle convenzionali turbine a gas a ciclo semplice, inoltre l'aggiunta del recuperatore in entrambi i casi riduce la quantità di combustibile utilizzato (aumenta di molto l'efficienza) ma introduce una perdita di pressione interna che abbassa di poco l'efficienza e la potenza di uscita. Il recuperatore a sua volta presenta quattro connessioni, per cui diventa una sfida per il produttore di microturbine fare delle connessioni in modo tale da ridurre le perdite di pressione, mantenere i costi di produzione bassi ed avere allo stesso tempo un'elevata affidabilità. Il recuperatore ha due parametri che ne misurano le prestazioni, l'efficienza e la caduta di pressione, che vengono selezionate facendo un'analisi dei costi e delle vendite. Un'elevata efficienza richiede un recuperatore con grande superficie di scambio termico, la quale genera un incremento del costo e un'ulteriore caduta di pressione.

Quest'ultima riduce la potenza netta prodotta e di conseguenza aumenta il costo delle microturbine per ogni kW.

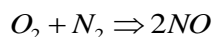
Recupero di calore

L'uso dell'energia termica contenuta nei gas di scarico accresce l'economicità delle microturbine. L'energia contenuta nei gas di scarico può essere recuperata ed usata in svariati modi, incluso il riscaldamento dell'acqua sanitaria, il riscaldamento degli edifici, il raffrescamento mediante chiller ad assorbimento.

L'efficienza del sistema di cogenerazione delle microturbine è funzione della temperatura del calore di scarico. L'efficacia del recuperatore influenza fortemente la temperatura di scarico della microturbina. Di conseguenza i sistemi cogenerativi delle microturbine hanno differenti valori di efficienze e di calore netto utilizzabile. Queste variazioni sono dovuti al modello e al costo di realizzazione del recuperatore.

Emissioni

Le microturbine presentano delle emissioni particolarmente basse. Tutte la microturbina si basano sulla tecnologia di bruciare combustibili gassosi che hanno la caratteristica di essere premiscelati e magri. In questo caso si riducono gli NO_xI principali inquinanti che fuoriescono dalle microturbine sono gli NO_x (ossidi di azoto), CO (monossido di carbonio) e idrocarburi incombusti. Esse producono anche delle piccole quantità di SO_2 (diossido di zolfo). Le microturbine sono realizzate per ridurre le emissioni quando siamo a pieno carico; spesso esse sono molto più elevate quando si opera a carico parziale. L'inquinante NO_x è una miscela di NO e NO_2 . Gli NO_x si formano da tre meccanismi quello predominante è quello termico. L'ossigeno e l'azoto presenti nell'aria non reagiscono tra loro a temperatura ambiente ma possono reagire ad alta temperatura dando luogo all'ossido di azoto:



Il livello di NO_x prodotti dall'effetto termico dipende dalla temperatura di fiamma e del tempo di residenza. Una elevata temperatura di fiamma incrementa di molto la produzione di NO_x . Una combustione incompleta ci dà CO ed idrocarburi incombusti. Le emissioni di CO sono dovuti ad un insufficiente tempo di residenza ad elevata temperatura. Le emissioni di CO dipendono pesantemente anche dalle condizioni di carico.

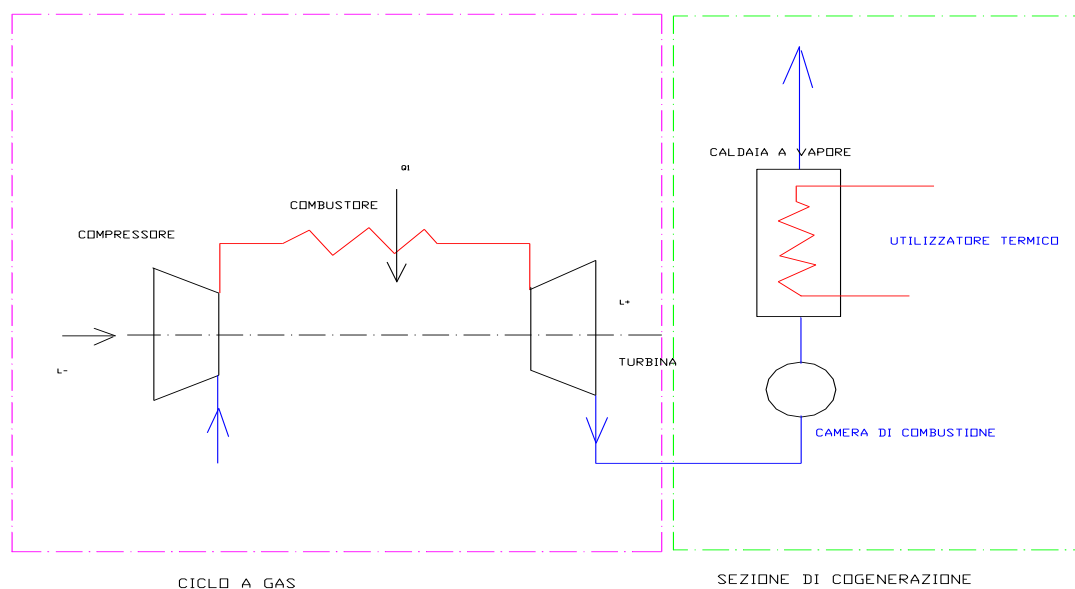


Figura 369: Ciclo rigenerativo a gas

Infatti un'unità che lavora a bassi carichi tenderà ad avere una combustione incompleta che incrementerà la formazione di CO. I valori di CO devono essere sotto i 50 ppm. Anche se non è considerato come un inquinante nel vero senso della parola, le emissioni di CO_2 sono alquanto pericolose per il contributo al riscaldamento della Terra. Il riscaldamento atmosferico è dovuto al

fatto che la radiazione solare penetra sulla superficie della Terra ma la radiazione infrarossa emessa dalla stessa superficie viene assorbita dalla CO₂ presente nell'atmosfera incrementando quindi la temperatura del globo terrestre. La quantità di CO₂ emessa è funzione del carbonio contenuto nel combustibile e dall'efficienza del sistema.

12.14.18 ESEMPIO DI COGENERATORI CON TURBINE GAS

Esistono in commercio moduli compatti di sistemi di cogenerazione con turbina a gas del tipo di quelli indicato in Figura 370 (Sistema *Turbec*®) capace di produrre, alle condizioni nominali di 15 °C di temperatura a b.s. dell'aria di immissione, 100 kW di energia elettrica e 160 kW di energia termica con acqua a 95 °C. In Figura 371 si ha la vista frontale dello stesso modulo: sono visibili i canali di immissione dell'aria esterna e di espulsione dei gas combusti. In Figura 372 si ha la vista dell'interno del modulo *Turbec*® da 100 kWe nominali.

Si osservi come il contenitore (lungo 2900 mm, largo 760 mm ed alto 1900 mm) racchiuda sia la turbina a gas che il generatore elettrico e i recuperatori di calore.

I canali di immissione aria sono di 400 mm di diametro e quelli di espulsione degli incombusti di 200 mm di diametro. Il sistema è dato per un funzionamento garantito di almeno 60.000 ore (cioè di oltre 7 anni continui di funzionamento).

Il package sopra indicato consente di utilizzare il sistema di cogenerazione come un qualsiasi generatore al quale ci si deve preoccupare di garantire l'aria di combustione e lo scarico dei gas. Il modulo prevede anche, vedi figure precedenti, gli attacchi per l'ingresso e l'uscita dell'acqua calda.

Il sistema indicato funziona a gas metano con pressione di alimentazione di 6.5 bar e con consumo nominale di 360 kW e rendimento globale pari al 72 %.

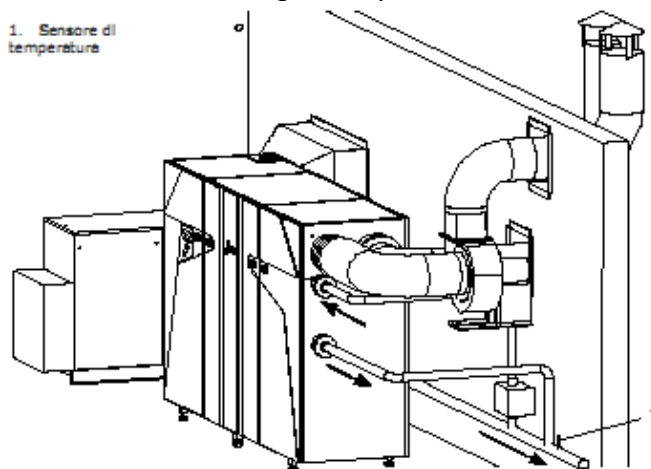


Figura 370: Esempio di modulo compatto di cogeneratore con turbina a gas

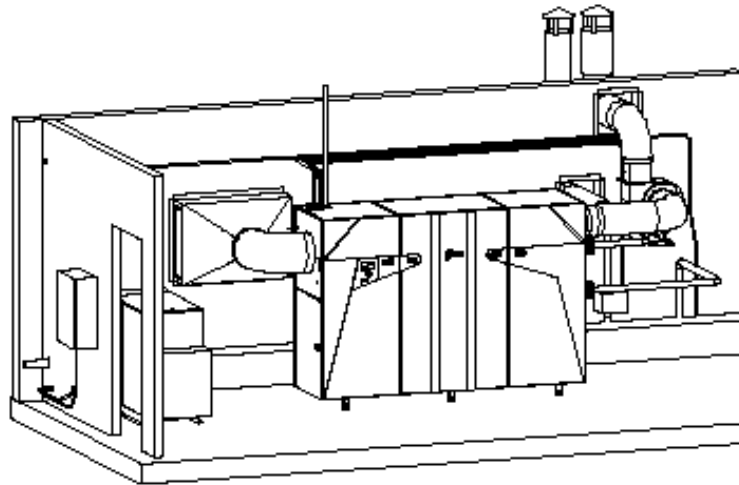


Figura 371: Vista frontale del modulo

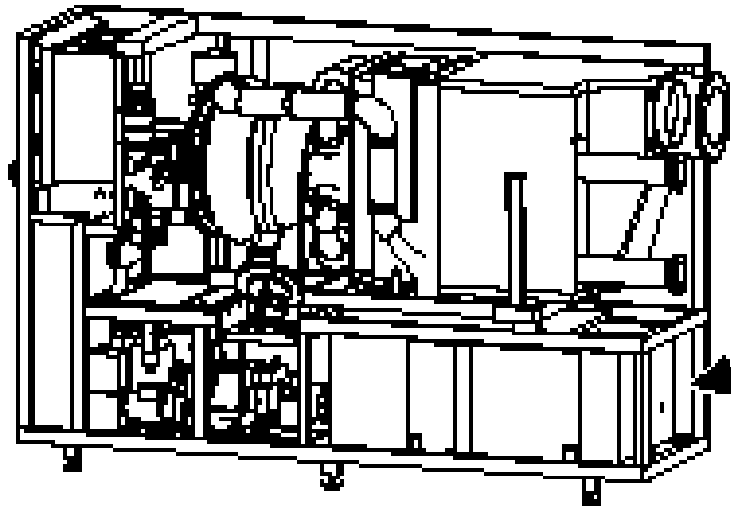


Figura 372: Interno del modulo Turbec da 100 kWe nominali.

La rumorosità del modulo è ridottissima e pari a 70 dB ad 1 m di distanza. Si tratta, quindi, di un generatore molto silenzioso, specialmente se paragonato ai generatori a turbina tradizionali.

Il costo indicativo del sistema *Turbec*® è di circa 280 ML, esclusa installazione e pipino e quindi si tratta di un sistema interessante sia per le applicazioni di cogenerazione di media grandezza che per le applicazioni di trigenerazione in accoppiamento con un refrigeratore d'acqua ad assorbimento a bromuro di litio.

12.14.19 POSSIBILITÀ DI COGENERAZIONE DELLE TURBINE A GAS

Impianto a ciclo combinato

Tipicamente per una turbina a gas si hanno le percentuali di energia indicate in Figura 365.

L'elevata percentuale di energia nei gas di scarico (67%) lascia intravedere forti possibilità di recupero energetico a temperature variabili fra 400 e 550 °C e quindi ancora interessanti impiantisticamente. Naturalmente occorre evitare che la temperatura finale dei gas di scarico scenda al di sotto dei 120÷140 °C per evitare il pericolo di condensazione dell'acqua acida.

Le possibilità di cogenerazione delle turbine a gas possono essere schematizzate nelle seguenti:

- *Recupero termico per uso diretto di processo;*

- *Produzione di fluidi termovettori (ad esempio per il teleriscaldamento)*
- *Ciclo combinato turbina a gas – turbina vapore.*

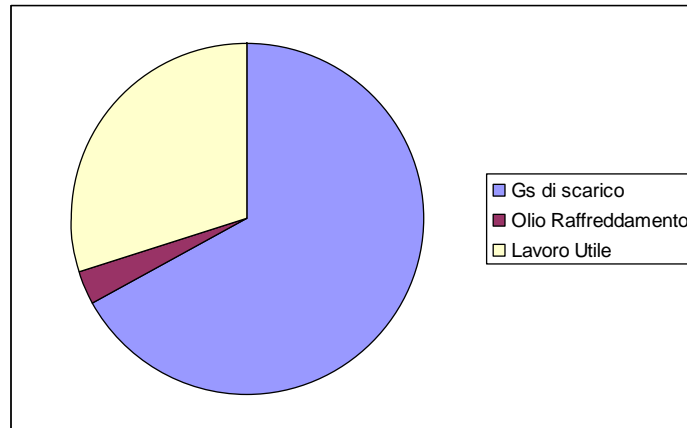


Figura 373: Bilancio energetico per una turbina a gas

Il rapporto $C = E_T/E_E$ può variare nell'intervallo 1.7÷3.5 per turbine a semplice recupero. La produzione di acqua calda surriscaldata o anche di vapore per tele riscaldamento urbano lascia intravedere interessanti sviluppi per questo tipo di impianti. In Figura 366 si ha lo schema di impianto per un ciclo combinato gas- vapore con caldaia a recupero per la produzione del vapore acqueo da inviare nella turbina a vapore (che può essere a condensazione, a derivazione, a spillamento o in contropressione a seconda delle esigenze impiantistiche).

Questo tipo di impianto ha trovato recentemente un grande sviluppo per i suoi alti rendimenti. In effetti l'efficienza di un qualsiasi processo di trasformazione di energia termica in energia meccanica è tanto migliore quanto maggiore è la differenza delle temperature estreme fra cui opera il processo stesso, cioè quanto più è alta la temperatura della fase in cui il calore è fornito al sistema e quanto più è bassa la temperatura della fase in cui il calore è ceduto dal sistema all'esterno.

I cicli sfruttati industrialmente, quello a vapore (di Rankine) e quello a gas (di Brayton), possiedono in realtà solo una delle proprietà richiamate e non riescono perciò a raggiungere, se presi singolarmente, dei rendimenti molto elevati.

Infatti il ciclo a vapore opera con una temperatura media relativamente bassa durante la fase di apporto di calore e per converso presenta una temperatura bassa, assai vicina a quella ambientale, nella fase di cessione del calore residuo all'ambiente esterno. Ciò comporta limitati rendimenti totali (variabili dal 40% degli impianti con cicli sottocritici e 7-8 spillamenti fino a circa il 46% degli impianti ultrasupercritici con doppio risurriscaldamento e un numero maggiore di spillamenti) ed il trasferimento all'ambiente esterno di una notevolissima quota di energia termica ad una temperatura così bassa da non consentirne praticamente il recupero. Il ciclo della turbina a gas presenta invece una situazione inversa e complementare: la temperatura media durante la fase di apporto del calore è ben più alta che nel caso precedente, ma anche quella di cessione del calore residuo è molto elevata.

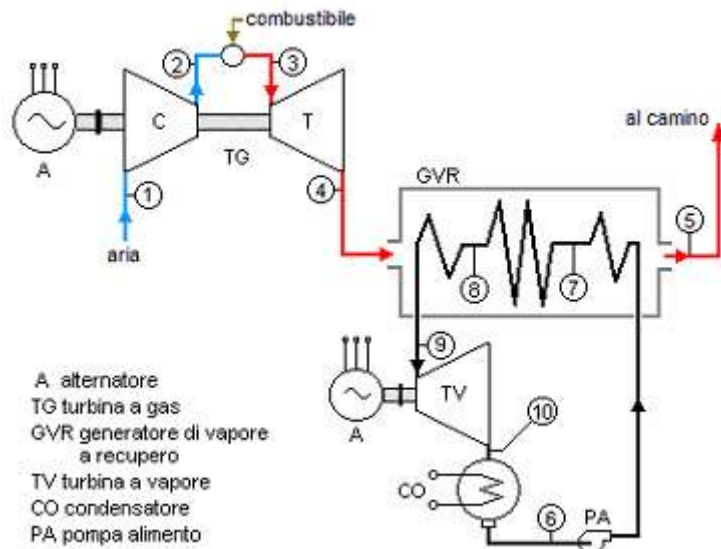


Figura 374: Ciclo combinato a gas e a vapore

Nello stesso tempo, però, l’energia che viene ceduta all’esterno con i gas di scarico (pari, nei turbogas più efficienti, a circa i tre quinti di quella fornita con il combustibile) proprio per la sua elevata temperatura può essere riutilizzata per produrre vapore da far operare in un ciclo Rankine, realizzando così la “combinazione” fra i due cicli. Il processo complessivo impiega dunque il calore alla temperatura elevata della turbina a gas e cede il calore alla temperatura bassa del condensatore della turbina a vapore, realizzando in definitiva le condizioni ottimali per rendimenti eccellenti, nettamente superiori al 50%.

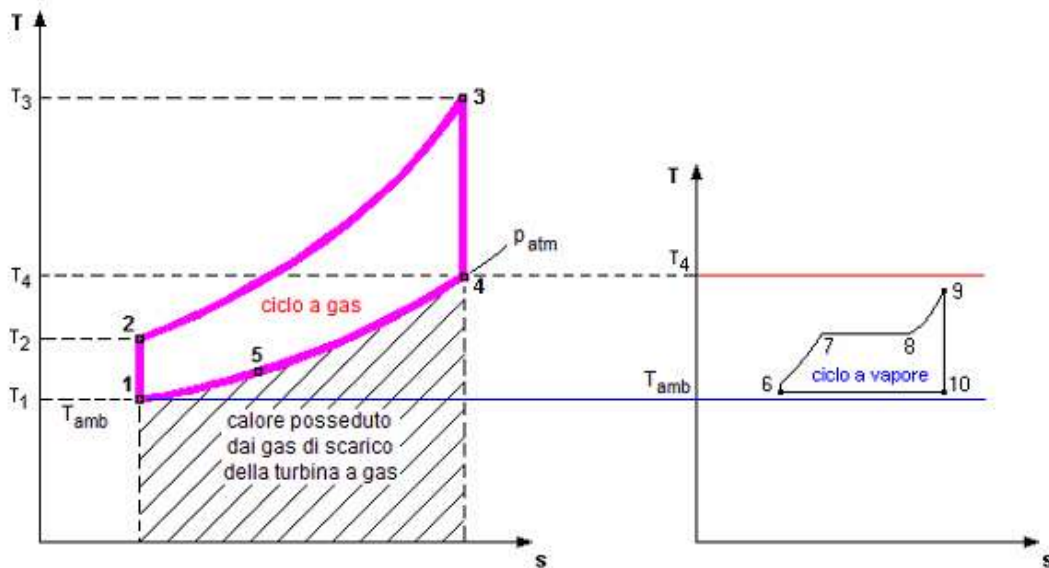


Figura 375: Diagrammi termodinamici di un ciclo combinato

Il processo di produzione dell’impianto a ciclo combinato si basa perciò sull’accoppiamento in cascata di due cicli termodinamici, per cui il calore scaricato dal primo ciclo costituisce il calore d’ingresso del secondo ciclo. Nel primo ciclo termodinamico a gas (di Brayton), il calore viene fornito in camera di combustione (trasformazione 2-3) e i gas prodotti si espandono nella turbina (trasformazione 3-4) permettendo la conversione parziale del calore in energia meccanica. I gas, dopo l’espansione in turbina, vengono convogliati in un generatore di vapore a recupero (GVR), indi sono inviati al camino (punto 5). Nel secondo ciclo termodinamico a vapore (di Rankine), l’acqua viene riscaldata (dal punto 6 al punto 7), subisce il cambiamento di stato da liquido a vapore saturo

secco (trasformazione 7-8) e si surriscalda fino al punto 9: tutto ciò avviene a spese del calore posseduto dai gas di scarico del turbogas.

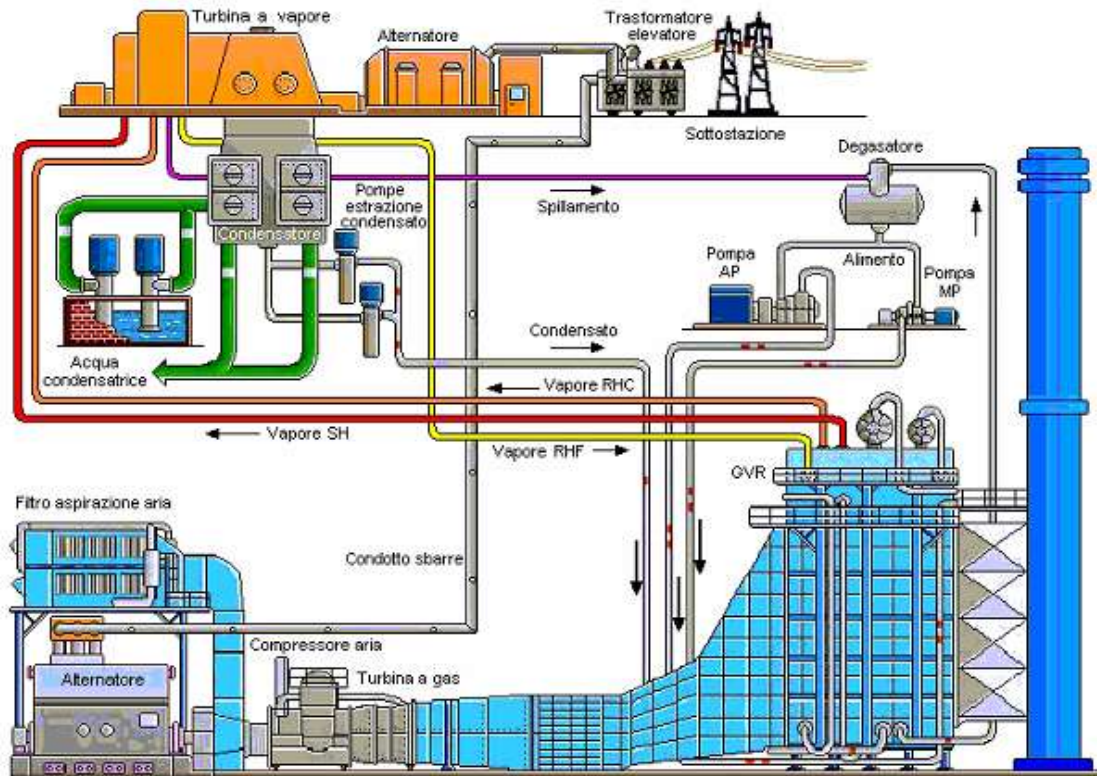


Figura 376: Layout di un ciclo combinato

Il vapore si espande poi in turbina da 9 a 10, fornendo energia meccanica, e viene successivamente condensato (da 10 a 6), cedendo calore nel condensatore ad una temperatura prossima a quella ambiente. La turbina a gas converte in energia elettrica più di un terzo dell'energia termica prodotta nella combustione; la restante energia termica è rilasciata come calore residuo nei gas di scarico. Nel GVR tale calore produce vapore che, operando in una turbina a condensazione, genera una ulteriore quantità di energia elettrica pari a circa la metà di quella prodotta dal turbogas.

12.14.20 MICROTURBINE

Le microturbine realizzano un ciclo Brayton semplice, con compressore centrifugo monostadio, turbina radiale centripeta ad uno o due stadi e palette non raffreddate, rigenerazione molto spinta. Altre caratteristiche sono il rapporto di compressione alto per il singolo stadio ma relativamente basso in assoluto, velocità di rotazione elevate e variabili, presenza di un inverter che trasforma la corrente alternata ad elevata frequenza in corrente continua e successivamente in alternata alla frequenza nominale di 50 Hz.

La velocità di rotazione è intorno al centinaio di migliaia di giri al minuto; le potenze sono tra le decine e poche centinaia di kW; il rendimento elettrico si aggira intorno al 30%. Le microturbine si prestano egregiamente a cedere il proprio calore di scarico a un'utenza termica in loco.

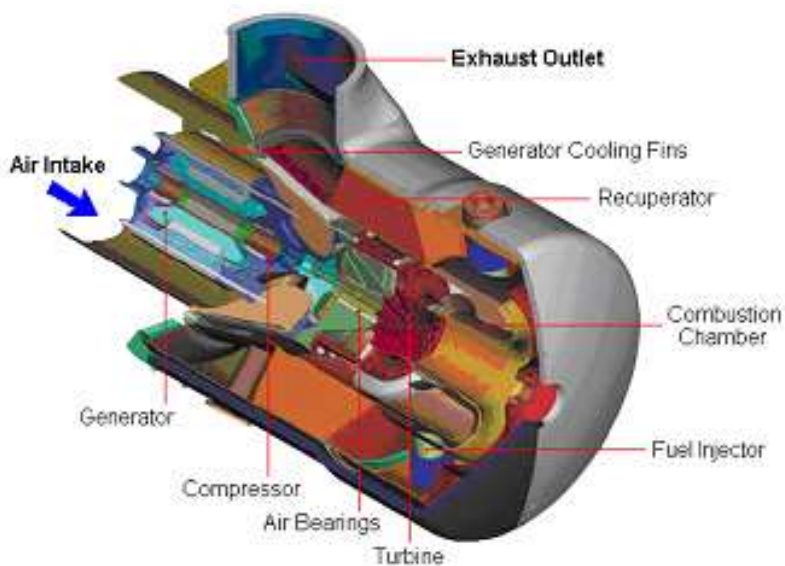


Figura 377: Microturbina

La taglia delle microturbine è particolarmente adatta per impieghi nel settore terziario (alberghi, ospedali, ristoranti, centri commerciali, serre, essiccatoi, ecc.) o in piccole industrie.

Le maggiori barriere alla loro affermazione risiedono nei costi d’impianto ancora elevati (900÷1300 €/kW).

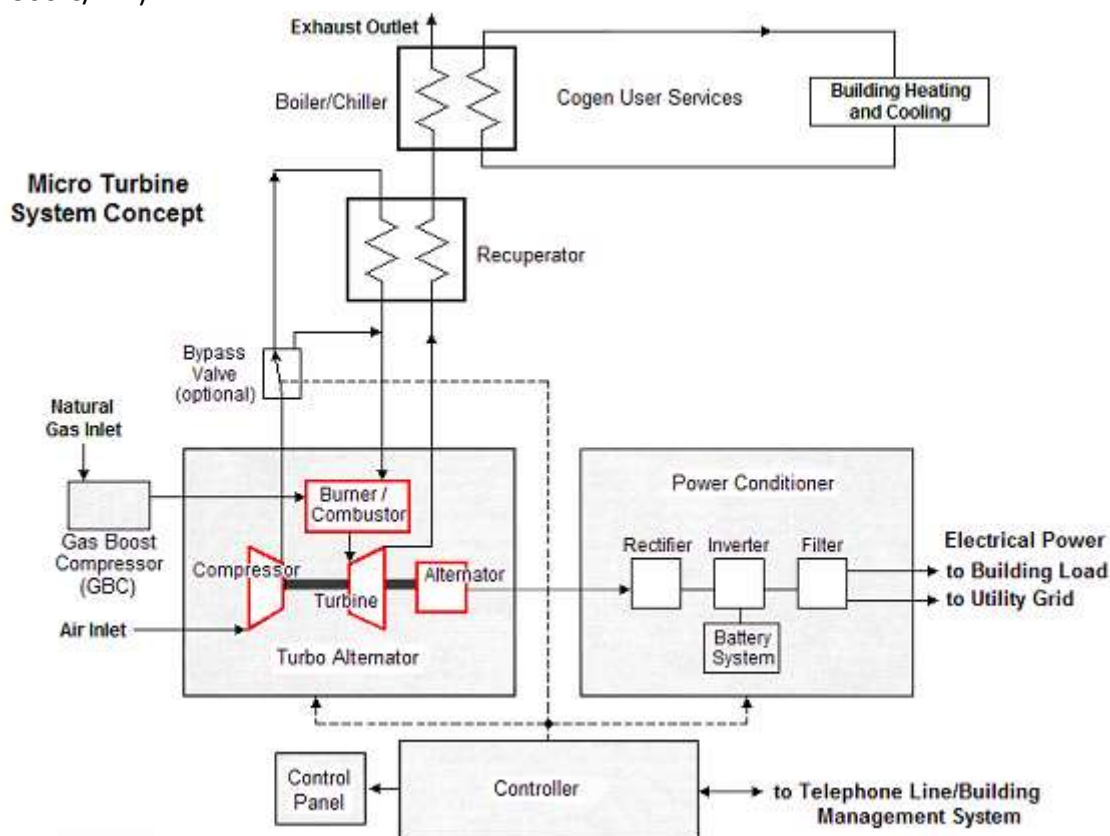


Figura 378: Schema di utilizzazione delle microturbine

12.15 MOTORE PRIMO CON TURBINA A VAPORE

La turbina a vapore si presta benissimo quale motore primo per gli impianti di cogenerazione. Essa può essere a condensazione, a contropressione o a prelievo regolato.

La turbina a condensazione è solitamente utilizzata per sola produzione di energia elettrica ed hanno ottimi rendimenti (specialmente con gruppi di potenza > 100 MW).

La turbina a contropressione scarica parte del vapore ad una pressione stabilita per usi esterni (di processo o termici) mentre parte (o anche niente per la contropressione totale) prosegue fino a condensazione).

La turbina a vapore consente di utilizzare combustibili diversi ed avere anche caldaie a recupero per varie applicazioni. Ha una elevata affidabilità, facilità di conduzione e manutenzione e bassi consumi specifici per la produzione di elettricità.

In genere la turbina a vapore consente poca elasticità nel carico e quindi si ha una elevata rigidità di impianto. Le turbine a prelievo regolato presentano una maggiore flessibilità in funzione della variazione del carico.

12.15.1 CICLO TERMODINAMICO

La macchina a vapore utilizza il vapore come fluido di lavoro poiché esso gode della caratteristica di operare trasformazioni isoterme ed isobariche all'interno della curva di Andrews, come indicato in Figura 379. Si osservi, infatti, che per una generica isobara all'interno della curva si ha un andamento orizzontale (coincidente con l'isoterma, anche se non di eguale valore, s'intende!). Questo è giustificato dalla varianza ridotta ad 1 quando il vapore è saturo⁵⁸.

Questa caratteristica risulta interessante per la realizzazione di un ciclo che si avvicini al ciclo ideale di Carnot.

Si osservi, infatti, la Figura 380: in essa si ha all'interno della curva di Andrews un ciclo di Carnot a tratto intero. Non vi è dubbio che le trasformazioni BC di vaporizzazione e DA di condensazione sono contemporaneamente isoterme ed isobare. Nella realtà si ha sempre una perdita di pressione nel movimento del vapore saturo nelle tubazioni della caldaia ma si può per il momento pensare che queste perdite siano piccole e trascurabili.

Le trasformazioni CD e AB sono isoentropiche ma non realizzabili nella realtà. L'espansione CD può essere politropica e quindi con una perdita di lavoro utile a causa della non isoentropicità. La trasformazione AB rappresenta una compressione di un vapore saturo (in D) che viene compresso fino al punto A in cui è liquido saturo secco.

Una tale trasformazione non è in alcun modo realizzabile nella pratica, neanche con produzione di irreversibilità, a causa della grande variazione del volume specifico del fluido (grande quando c'è vapore e piccolo quando c'è liquido!) e del pericolo di impuntamento del pistone di compressione.

Pertanto la trasformazione AB viene sostituita, per il momento con riferimento al ciclo ideale reversibile, con la trasformazione di piena condensazione DA' e poi segue una compressione in fase liquida (mediante una normale pompa) da A' alla pressione in caldaia, punto A''.

Dal punto A'' occorre ora riscaldare l'acqua fino al punto B di inizio vaporizzazione per poi proseguire con le fasi normali del ciclo di Carnot. Purtroppo la fase di riscaldamento A''B è **esternamente irreversibile** nel senso che in questa trasformazione si fornisce calore alla macchina ma a temperatura variabile e pertanto si ha una irreversibilità termodinamica che porta ad avere un ciclo ideale (cioè internamente reversibile) ma con un rendimento inferiore rispetto al ciclo di Carnot.

Il ciclo di Carnot così modificato è il ciclo Rankine che è il ciclo noto fin dalla fine del settecento come ciclo delle macchine a vapore. Le prime macchine a vapore furono costruite in Gran Bretagna per azionare i montacarichi nelle miniere del Galles. Esse avevano rendimenti bassissimi (2-4%) ma segnarono l'inizio della cosiddetta *era industriale*.

⁵⁸ Un vapore si dice *saturo* quando è in presenza del proprio liquido.

Pian piano vennero perfezionate e divennero sempre più affidabili e potenti tanto da potere essere utilizzate anche per le locomotive a vapore e per i motori marini dei piroscafi. Le macchine a vapore del secolo scorso (ma che sono utilizzate anche oggi in alcune applicazioni) utilizzavano quale organo motore il *cassonetto con stantuffo*. L'esempio tipico é quello delle locomotive a vapore o dei motori marini vecchio tipo. Oggi tali organi motori sono stati soppiantati quasi del tutto dalle turbine a vapore. Il ciclo di *Rankine* o delle **macchine a vapore** è rappresentato in Figura 381 nel piano (p,v). Il calore viene ceduto in caldaia all'acqua che vaporizza (trasformazione ABC) e poi si invia il vapore in una turbina dove viene fatto espandere (trasformazione CD).

In uscita dalla turbina il vapore viene condensato (cioè passa dallo stato di vapore a quello di liquido) nel condensatore (trasformazione DA) e da questo mediante una pompa (non é rappresentata in figura la corrispondente trasformazione perché troppo piccola alla scala considerata) viene rimandato in caldaia e si ripete il ciclo. Il rendimento termodinamico dipende dalle quantità di calore cedute nella vaporizzazione in caldaia e nella condensazione nel condensatore secondo la relazione

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \tag{57}$$

Ricordando che per trasformazioni isobare si può calcolare il calore scambiato mediante differenza di entalpia così come per trasformazioni adiabatiche il lavoro è ancora dato dalla differenza di entalpia, si può ancora scrivere:

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{h_C - h_D}{h_C - h_A} \tag{58}$$

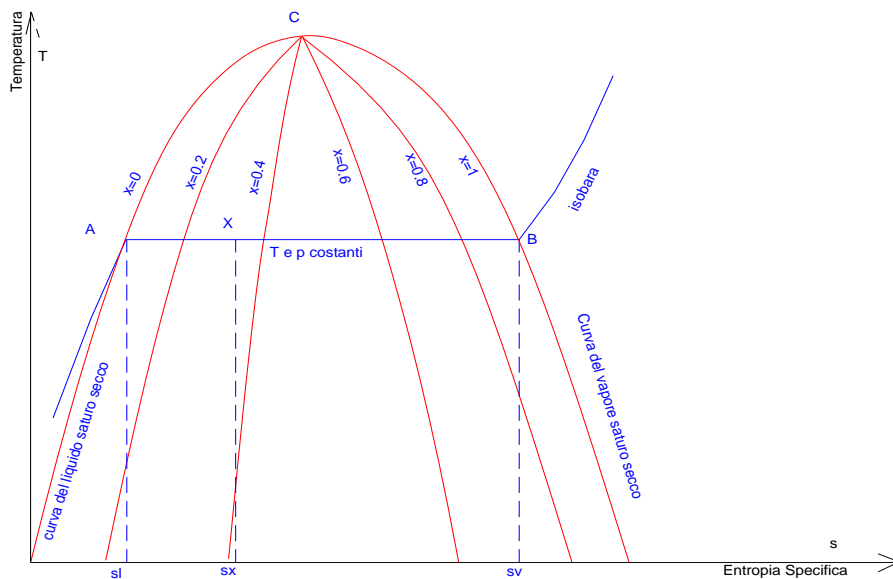


Figura 379: Curva di Andrews per il vapore d'acqua

Questo ciclo é utilizzato in tutte le centrali termiche per ottenere potenze elevate. Esso é utilizzato nelle centrali *ENEL* (non nella versione di base ora vista ma con ulteriori miglioramenti impiantistici) e negli impianti industriali.

Il ciclo Rankine produce, negli impianti di grande potenza (oggi si hanno centrali da 1 GW), inquinamento termico nel senso che il condensatore si hanno scarica nell'ambiente enormi quantità di calore a bassa temperatura che può, qualora non adeguatamente controllato, provocare mutazioni nell'equilibrio ecologico dell'ambiente circostante.

In genere si limitano a due o tre i surriscaldamenti per problemi in caldaia. In Figura 383 si ha il confronto (supponendo trasformazioni internamente reversibili!) fra il ciclo *Rankine* ed il ciclo di *Carnot*.

L'area tratteggiata indica la perdita ideale⁵⁹ rispetto al ciclo di *Carnot* a pari temperature estreme. La stessa figura spiega anche perché è importante utilizzare i vapori saturi per le macchine termiche.

Si osserva, infatti, che la trasformazione BC è di vaporizzazione (da A verso B) e pertanto, per quanto detto per i cambiamenti di stato, la temperatura è costante. Analogo discorso, anche se parziale, può essere fatto per la trasformazione DE di parziale condensazione.

Quindi l'utilizzo di trasformazioni all'interno della curva di *Andrews* consente di avere scambi termici a temperature costanti e quindi, almeno idealmente, di essere confrontabili con le analoghe trasformazioni del ciclo di *Carnot*.

Si può ancora osservare dalla Figura 383 che la fase AB di preriscaldamento del liquido fino alle condizioni di saturazione (corrispondenti al punto B) non avviene a temperatura costante e pertanto la trasformazione, pur essendo *internamente reversibile*, è *esternamente irreversibile* con la conseguenza che il rendimento del ciclo *Rankine* è ineluttabilmente inferiore a quello del ciclo di *Carnot* corrispondente. Oggi si cerca di ovviare a queste conseguenze mediante la *rigenerazione termica* con la quale si riduce al massimo la fase *esternamente irreversibile* di preriscaldamento. Il Ciclo che ne deriva è più complesso di quello schematizzato.

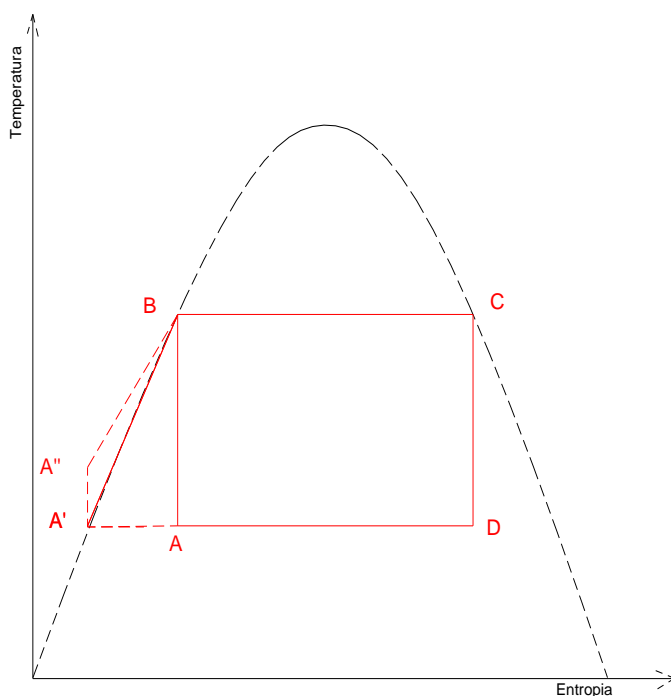


Figura 380: Ciclo di Carnot con vapore saturo

12.15.2 DISPOSITIVI FONDAMENTALI PER LE CENTRALI TERMICHE A VAPORE

Le trasformazioni indicate in Figura 381 sono realizzate mediante particolari dispositivi, schematizzati con simbolismo in Figura 381 a destra.

⁵⁹ Si ricordi che le trasformazioni reali sono sempre irreversibili e che le aree nel piano di Gibbs non sono pari ai lavori reali poiché sono incluse anche le perdite per irreversibilità che il diagramma entropico non visualizza.

Questi dispositivi sono fra loro collegati mediante tubazioni nelle quale scorre il vapore o l'acqua di condensa, a seconda delle trasformazioni.

La Caldaia

Le caldaie di potenza sono mastodontiche installazioni, vedi Figura 384, nelle quali si trasferisce la massima quantità di energia termica dalla fiamma, in basso nella sezione conica, all'acqua e al vapore che fluiscono lungo le pareti e nella zona laterale protetta, rispettivamente.

La zona laterale è utilizzata per il surriscaldamento del vapore: essa riceve calore solo per convezione poiché l'irraggiamento termico della fiamma viene mascherato dalla struttura e in questo modo può limitare la temperatura massima del vapore.

Si ricordi, infatti, che il calore specifico del vapore è minore di quello dell'acqua e pertanto se si mantenesse lo stesso flusso termico di fiamma si avrebbe il rischio di bruciatura dei tubi.

Queste caldaie sono assai ingombranti e pongono seri problemi anche dal punto di vista delle installazioni. Esse richiedono, infatti, strutture portanti di grandi dimensioni, solitamente in acciaio, e capaci di sopportare azioni deflagranti e sismiche.

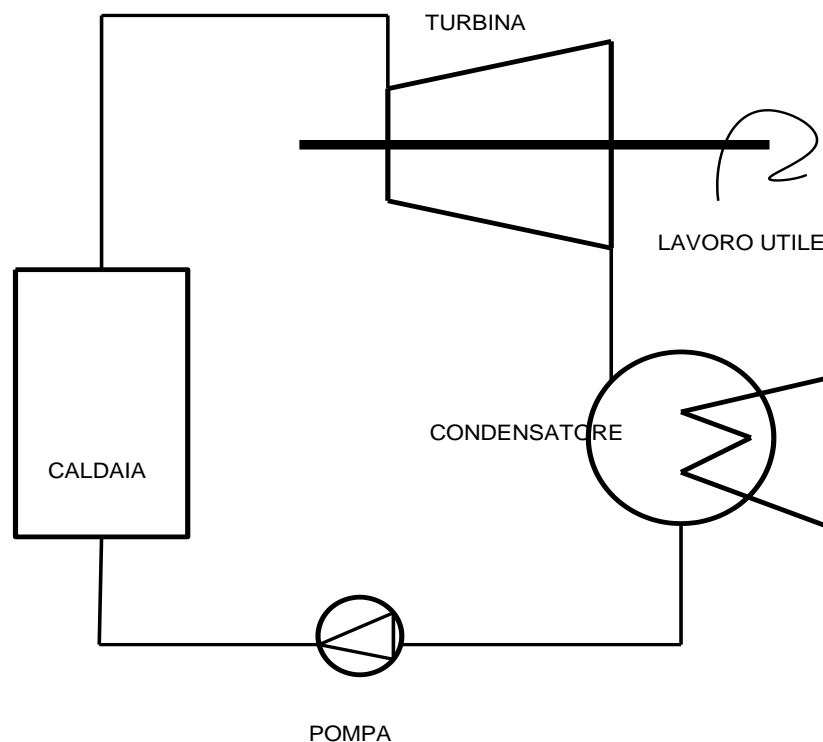


Figura 381: Ciclo delle macchine a vapore di Rankine

Per impianti di modeste dimensioni si possono avere tipologie di caldaie più semplici a tubi d'acqua e a tubi di fumo. La fiamma proveniente dal bruciatore produce fumi che lambiscono i tubi all'interno dei quali scorre l'acqua che viene così riscaldata e/o vaporizzata.

Le caldaie *a tubi di fumo* (cioè con passaggio dei gas di combustione all'interno del fascio tubiero mentre l'acqua scorre all'esterno) hanno limiti di pressione e temperatura di 30 bar e 350 °C con una produzione di circa 2.8 kg/s (cioè 10 t/h).

Le caldaie *a tubi d'acqua* possono produrre vapore in condizioni diverse.

Nelle caldaie *a circolazione naturale* la circolazione avviene senza organi motori esterni. Nelle caldaie *a circolazione forzata* le pompe di alimentazione assicurano la circolazione attraverso l'intero generatore a vapore in modo da favorire lo scambio termico in condizioni di assoluta sicurezza. I componenti di una caldaia sono, in genere:

- *La camera di combustione in cui avviene la trasformazione dell'energia del combustibile in calore;*
- *Il corpo cilindrico superiore in cui la miscela acqua-vapore (funzione del titolo di uscita) si separa liberando in alto il vapore acqueo che prosegue il ciclo;*
- *Il corpo cilindrico inferiore che serve per distribuire l'acqua nel fascio tubiero;*
- *Il fascio tubiero costituito da tubi, investiti esternamente dai fumi caldi e percorsi internamente dall'acqua in riscaldamento e/o vaporizzazione;*
- *Il surriscaldatore, costituito da una serpentina ove il vapore passa da saturo a surriscaldato;*
- *Il desurriscaldatore in cui il vapore viene raffreddato in caso di necessità;*
- *L'economizzatore, posto nella parte estrema della caldaia con la funzione di riscaldare l'acqua di alimento;*
- *Il riscaldatore d'aria che sfrutta il calore contenuto nei fumi all'entrata della caldaia;*
- *Le pompe di circolazione, presenti solo nelle caldaie a circolazione forzata o controllata;*
- *L'impianto di pulizia della caldaia per allontanare i depositi e/o le incrostazioni.*

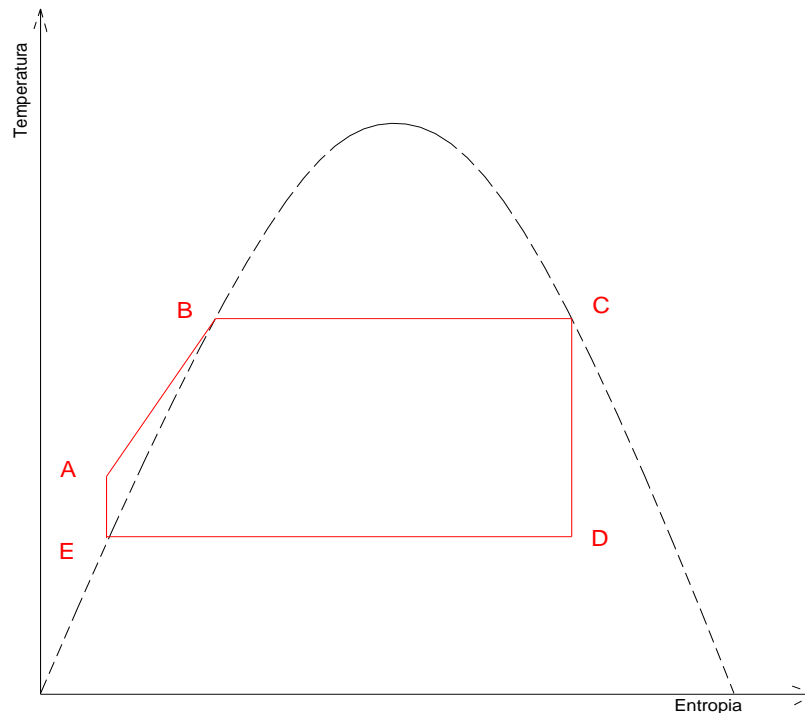


Figura 382: Rappresentazione del Ciclo Rankine ideale.

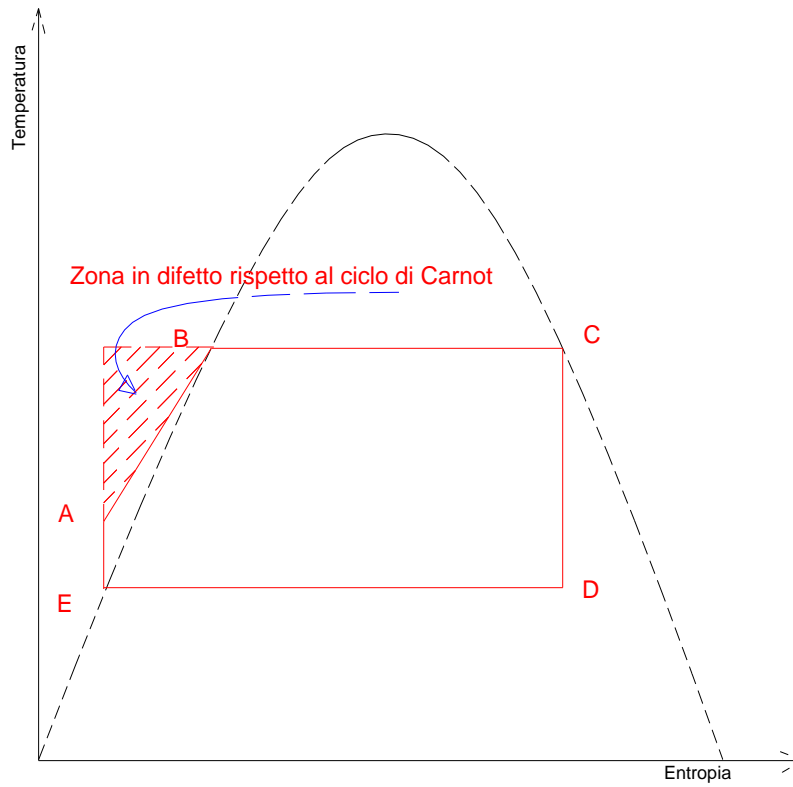


Figura 383: Confronto fra il ciclo Rankine e il ciclo di Carnot

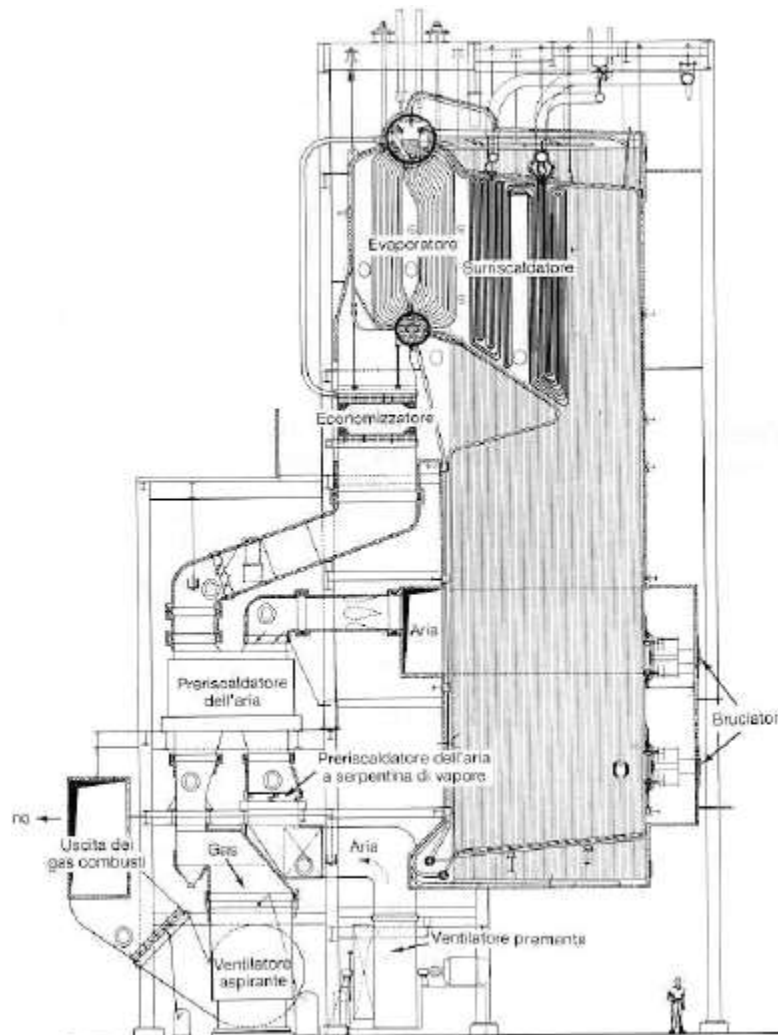


Figura 384: Layout di una caldaia di potenza per grandi centrali

La Turbina a vapore

L'organo che produce potenza attiva è la turbina a vapore il cui schema costruttivo è dato in Figura 385 nella quale sono visibili gli organi di distribuzione del vapore e gli anelli del rotore di diametro crescente verso l'uscita⁶⁰. Nella Figura 386 si può osservare una turbina a vapore di potenza aperta in stabilimento. Sono ben visibili gli anelli di palette e la sezione crescente verso il collettore di uscita (coclea esterna). Le dimensioni delle turbine a vapore sono crescenti man mano che la pressione di esercizio si abbassa rispetto a quella atmosferica.

Pertanto le turbine ad *alta pressione* (oltre 50 bar) sono molto più piccole di quelle a bassa pressione (una decina di bar). Le turbine ad alta pressione sono spesso del tipo *contrapposto*, vedi Figura 387, per ridurre lo sforzo sui cuscinetti di supporto. In questo caso la distribuzione del vapore è centrale e il flusso viene poi suddiviso verso i due lati in modo da bilanciare la spinta laterale sui banchi di supporto. I parametri che caratterizzano una turbina a vapore sono i seguenti:

- *condizioni del vapore all'ammissione e allo scarico;*
- *portata massica del vapore;*
- *rendimento adiabatico;*
- *potenza fornita.*

Il rendimento adiabatico η_a dipende dal tipo di turbina e in particolare dalla taglia secondo la seguente tabella:

- *per potenze sopra i 150 MW si ha $\eta_a = 0.82 \div 0.83$*
- *per potenze tra 5 e 50 MW si ha $\eta_a = 0.76 \div 0.82$*
- *per potenze fra 1 e 5 MW si ha $\eta_a = 0.70 \div 0.76$*
- *per potenze < 1 MW si ha $\eta_a < 0.72$*

Quando la turbina a vapore è accoppiata ad un alternatore occorre tenere conto, ai fini del calcolo della potenza elettrica prodotta, del rendimento di quest'ultimo variabile, secondo la taglia, nell'intervallo 0.96÷0.99.

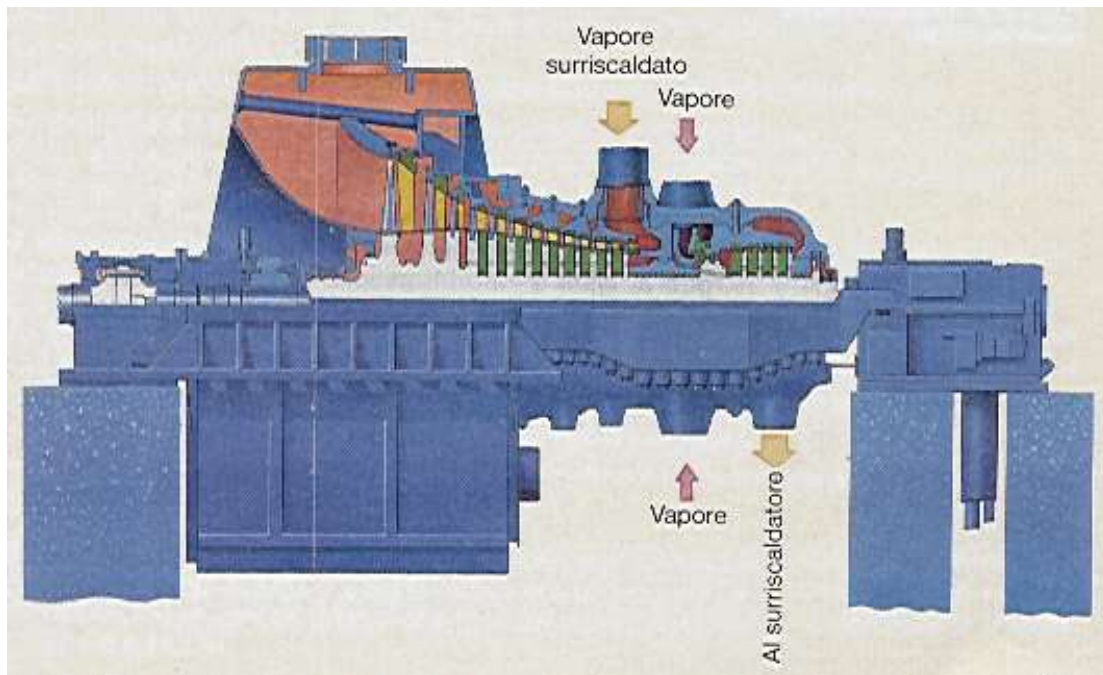


Figura 385: Schema di una turbina a vapore

⁶⁰ Si ricordi che il vapore espandendosi aumenta considerevolmente il suo volume specifico e pertanto la turbina deve consentire questo incremento volumetrico mediante l'incremento della sezione di passaggio del vapore.

Condensatore

Il condensatore è l'organo di maggiori dimensioni di tutto l'impianto.

Esso è costituito da grandi banchi di tubi di rame nei quali si fa passare acqua fredda all'interno e vapore in uscita dalla turbina all'esterno.

La condensazione avviene ad una temperatura di 32-40 °C e ad una pressione di 0,035-0,045 bar. Si utilizza, di norma l'acqua di mare o l'acqua di fiumi di grandi portate (ad esempio il Po) per evitare l'*inquinamento termico* cioè l'innalzamento sensibile della temperatura dell'acqua e ciò per evitare conseguenze biologiche nella flora e nella fauna marina.

Pompe di alimentazione in caldaia

L'acqua uscente dal condensatore a bassa pressione (circa 0,04 bar) viene poi portata alla pressione di alimentazione in caldaia (circa 70 bar) mediante opportune pompe di alimentazione le cui dimensioni sono piccole rispetto a quelle degli altri organi sopra descritti.

La potenza assorbita dalle pompe di alimentazione è di 1-÷2 % di quella prodotta dalle turbine.

12.15.3 CICLO HIRN

L'evoluzione naturale del ciclo *Rankine* è il ciclo *Hirn* nel quale il vapore in uscita dalla caldaia non è in condizioni saturo secco bensì surriscaldato, vedi Figura 388. Il rendimento di questo ciclo è ancora dato dalla (57) ma con calore Q_1 dato dalla differenza:

$$Q_1 = h_D - h_E \quad (59)$$

e pertanto il rendimento vale:

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{h_D - h_E}{h_D - h_A} \quad (60)$$

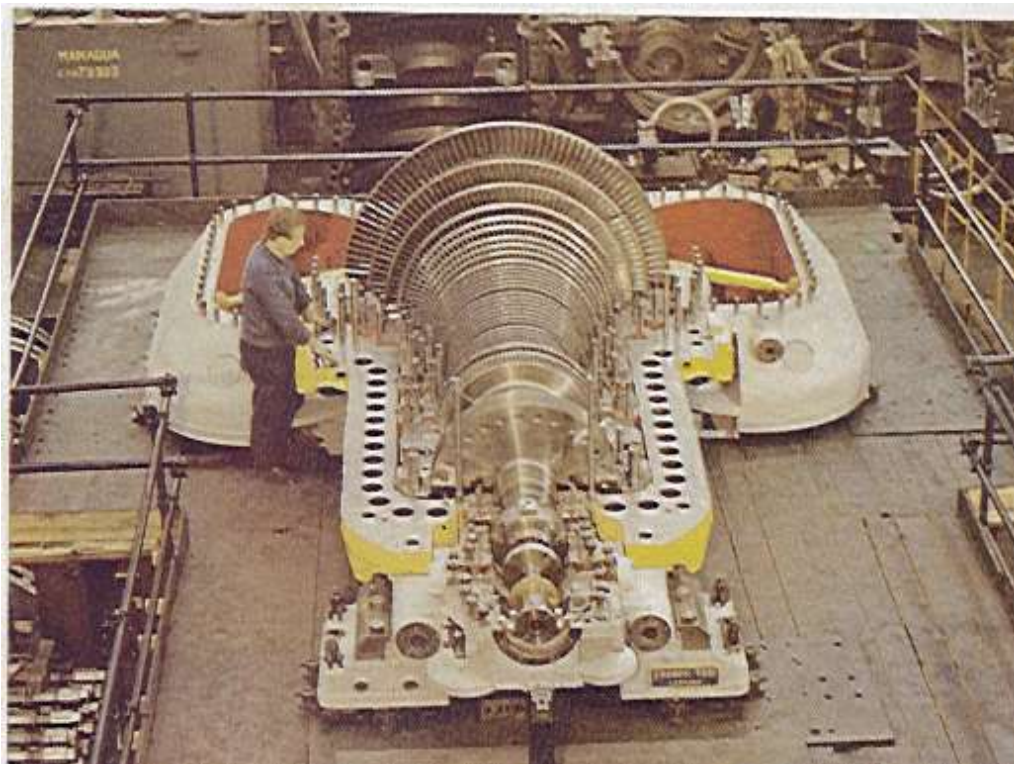


Figura 386: Turbina a vapore aperta

Rispetto al ciclo Rankine il surriscaldamento del vapore da C a D porta ad avere rendimenti più elevati anche se le perdite per irreversibilità rispetto al ciclo di Carnot corrispondente sono ancora maggiori.

La temperatura massima oggi raggiungibile in D è di circa 570 °C per le centrali ENEL e di 760 °C per le centrali tedesche. Il motivo di questa diversità è da ricercare nel tipo di acciaio utilizzato per le costruzioni impiantistiche.

In Italia si usano acciai meno pregiati ma più economici mentre in Germania si utilizzano acciai austenitici più costosi ma che consentono di lavorare a temperature più elevate con conseguente maggior rendimento rispetto alle centrali italiane. Oggi con il combustibile ad alto costo è preferibile avere rendimenti più elevati che costi iniziali di installazione più ridotti. Per aumentare ulteriormente il rendimento del ciclo Hirn si può anche avere più di un surriscaldamento, come riportato in Figura 389.

In genere si limitano a due o tre i surriscaldamenti per problemi in caldaia.

12.15.4 CICLI A SPILLAMENTO

L'ultima tendenza nella direzione del miglioramento del rendimento del ciclo a vapore è quella dei *cicli a spillamento*. In questi cicli, che qui non si approfondiscono per la limitatezza del corso, si cerca di riparare al guasto termodinamico provocato dal preriscaldamento dell'acqua prima di vaporizzare.

Questa fase è, come già detto in precedenza, fortemente irreversibile e riduce molto il rendimento del ciclo Hirn (o anche di Rankine). Allora se si riesce a riscaldare il più possibile l'acqua di alimento in caldaia con calore sottratto allo stesso vapore durante l'espansione in turbina si può pensare di ridurre le perdite di irreversibilità anzidette.

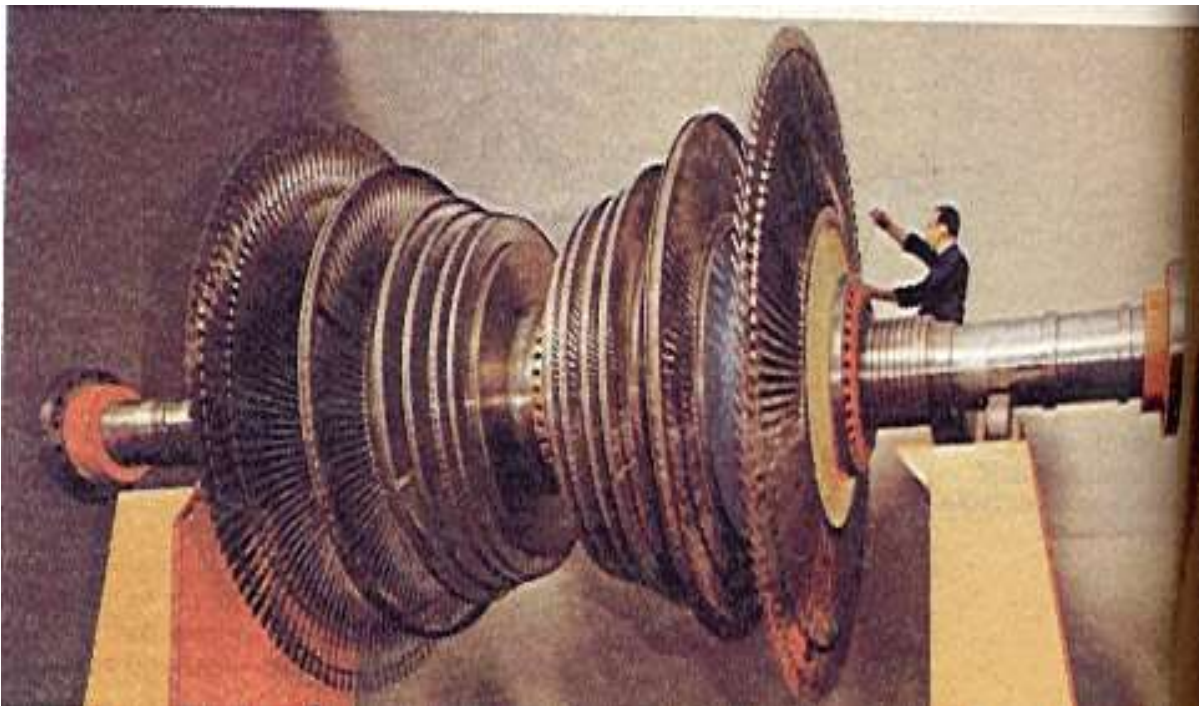


Figura 387: Turbina a vapore ad anelli contrapposti

Questo è proprio quello che si fa nei cicli a spillamento. Si preleva vapore dalla turbina durante la fase di espansione e lo si fa condensare in uno scambiatore di calore (detto *recuperatore*) in modo da cedere il calore di condensazione all'acqua che alimenta la caldaia.

In Figura 390 si ha un esempio di ciclo Hirn con 4 spillamenti che portano l'acqua dalle condizioni del punto A (uscita dalla pompa) fino al punto B'.

Occorrerà fornire solamente il calore di preriscaldamento da B' a B.

Questo è certamente inferiore al calore AB senza spillamenti e pertanto si riducono le perdite per irreversibilità.

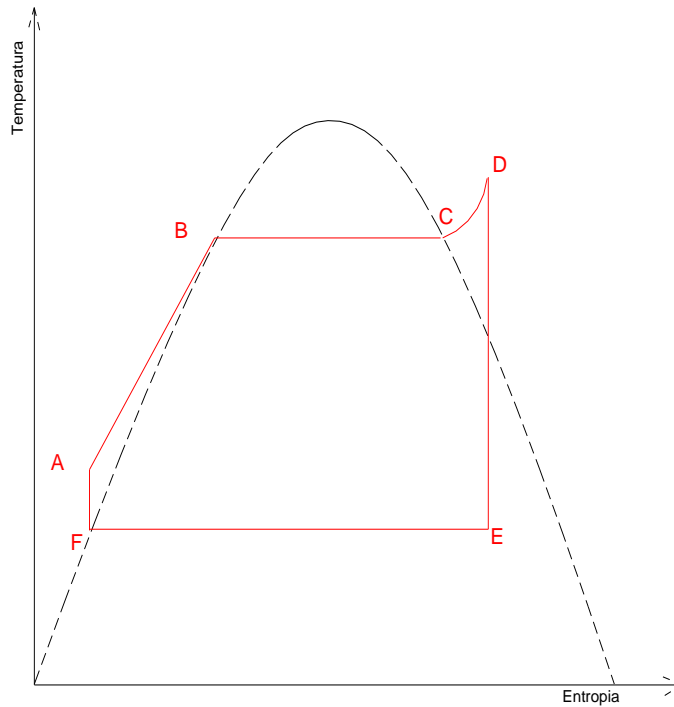


Figura 388: Ciclo Hirn nel piano (T,s)

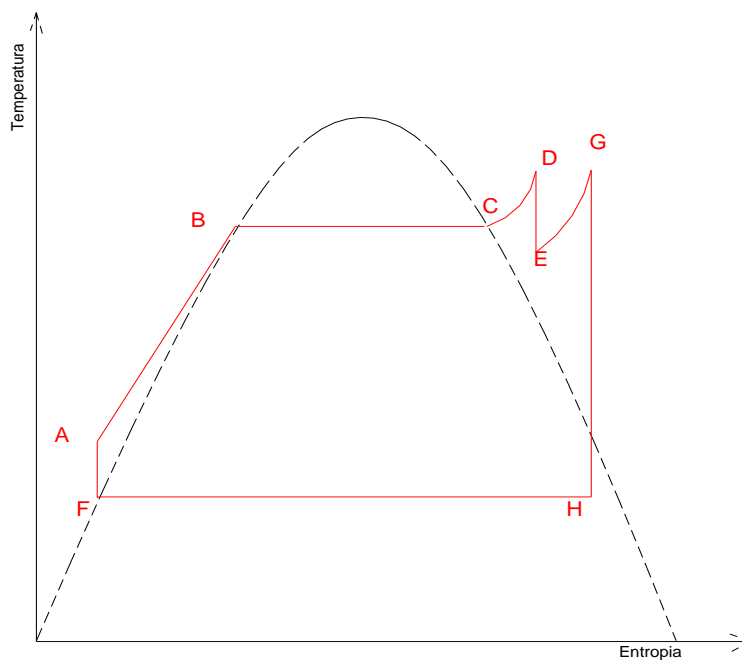


Figura 389: Ciclo Hirn con due surriscaldamenti

Aumentando il numero di spillamenti si può portare il punto B' molto vicino a B incrementando, così, il rendimento termodinamico. Per motivi di costo si limitano gli spillamenti a 12÷18 al massimo.

- *coal-oil*

Nelle caldaie a focolare si possono bruciare:

- *carbone povero*
- *combustibile da rifiuti (CDR)*
- *legna*

I combustibili gassosi non richiedono, in generale, alcun trattamento ed i bruciatori sono più semplici che in altri casi. I combustibili liquidi comportano una fase di filtraggio e riscaldamento al fine di raggiungere i valori necessari di pressione e viscosità (40÷60 bar e $\eta < 5 \text{ }^\circ\text{E}$) per la successiva operazione di polverizzazione al bruciatore. I combustibili solidi (carbone, scarti di lavorazione, RSU, ...) possono subire trattamenti preliminari per raggiungere i valori di granulometria e contenuto d'acqua imposti dal tipo di bruciatore adottato o del tipo di forno (ad esempio a letto fluido).

12.15.6 POSSIBILITÀ DI COGENERAZIONE

Per un ciclo cogenerativo nel quale si desideri avere la necessaria flessibilità nel soddisfacimento del carico elettrico e termico si utilizza, di solito, la turbina in derivazione e condensazione (detta anche a prelievo regolato).

Questo tipo di impianto può lavorare anche separatamente dalle reti esterne (parallelo elettrico e termico) come pure possono lavorare in parallelo con la rete ENEL e cedere energia in caso di sovrapproduzione.

Impianti a derivazione e condensazione

Il rapporto $C = E_T/E_E$ può variare fra 0 e 4 e anche oltre nel caso di controcompressione. In Figura 391 si ha un esempio di impianto con turbina a vapore a derivazione e condensazione.

In questo caso la turbina è sostanzialmente divisa in due parti: un corpo ad alta pressione, ove si espande tutto il vapore prodotto, ed uno a bassa pressione dove avviene l'espansione del vapore che eccede quello richiesto dalla utenza.

Questo tipo di impianto consente di realizzare tutti i casi fra la turbina a condensazione pura e quella in controcompressione pura. E' quindi molto flessibile e segue perfettamente le esigenze del carico elettrico e termico dell'Utenza. Si tenga presente che occorre avere almeno 6÷7% di vapore in espansione nella sezione a bassa pressione per avere un raffreddamento del corpo turbina.

Inoltre il corpo a bassa pressione non è dimensionato per ricevere tutta la portata di vapore e pertanto i due casi limiti sono solo teorici. Per questa tipologia di impianto occorre considerare i seguenti parametri:

- *rendimento totale, N*
- *rendimento elettrico, N_E*
- *consumo specifico di vapore per la produzione elettrica, q_p*
- *rapporto energia termica su energia elettrica, C .*

Tutti questi parametri variano al variare del carico elettrico e della potenza termica estratta. In un gruppo a derivazione e condensazione si può variare il carico elettrico, entro certi limiti, senza pesare sul carico termico e, viceversa, è possibile variare il carico termico senza disturbare il carico elettrico. La regolazione, infatti, agisce sia sulle valvole di ammissione alla turbina che su quelle a valle del prelievo.

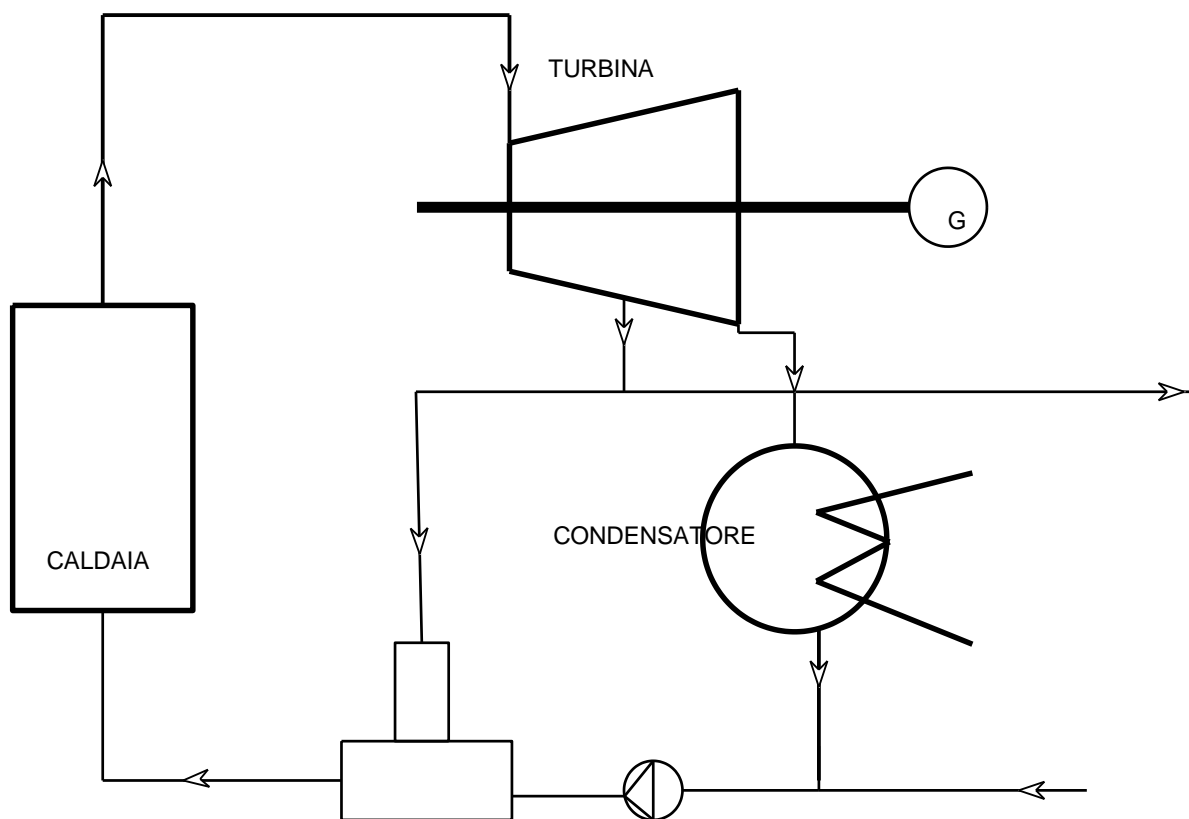


Figura 391; Ciclo a vapore a derivazione e condensazione

12.15.7 IMPIANTI A CONTROPRESSIONE

Questi impianti sono detti a recupero totale e forniscono calore ad una utenza (detta fredda) in grado di dissipare tutto il carico. Essi presentano una elevata rigidità e quindi non consentono di variare indipendentemente i carichi elettrici e termici.

In genere gli impianti a contropressione sono dimensionati sull'utenza termica con rendimento complessivo che può raggiungere il 90%.

In Figura 392 si ha lo schema di un impianto in contropressione nella versione più semplice, adatto per piccole taglie.

Lo stadio di riduzione di pressione e di desurriscaldamento del vapore, unitamente al by-pass della turbina, è utilizzato sia in fase di avviamento del gruppo che in caso di fuori servizio della turbina. Il **desurriscaldatore** serve ad adattare il vapore alle esigenze dell'utenza.

In Figura 393 si ha uno schema di impianto a contropressione con due turbine: in questo modo si hanno due livelli di scarico del vapore a diversa pressione.

In Figura 394 si ha uno schema tipico per applicazioni di teleriscaldamento. La turbina in contropressione è regolata dalla quantità di combustibile bruciato in caldaia e quindi dalla quantità di vapore inviato alla turbina stessa, a parità di condizioni termodinamiche.

In linea di principio la regolazione può essere asservita sia al carico termico che al carico elettrico.

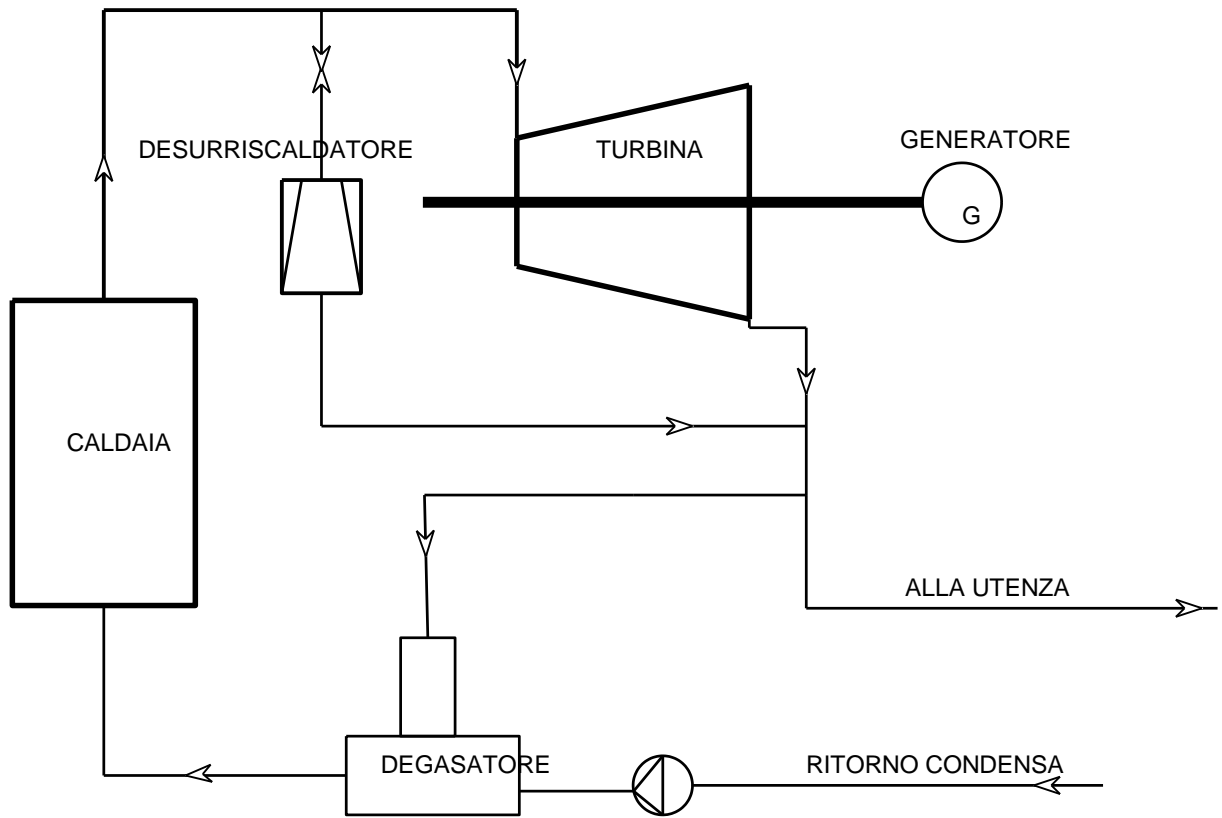


Figura 392: Schema di un impianto a vapore con turbina in controcompressione

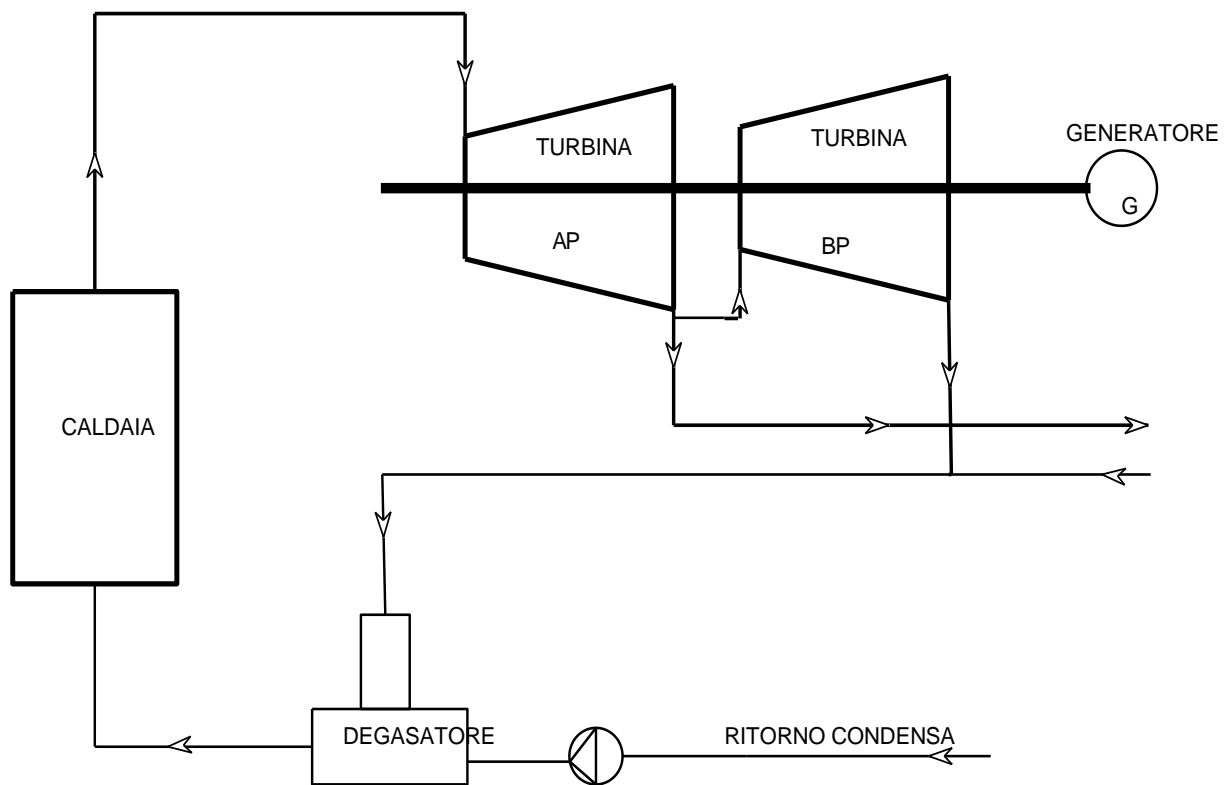


Figura 393: Schema di un impianto a controcompressione con due turbine e due livelli di scarico vapore

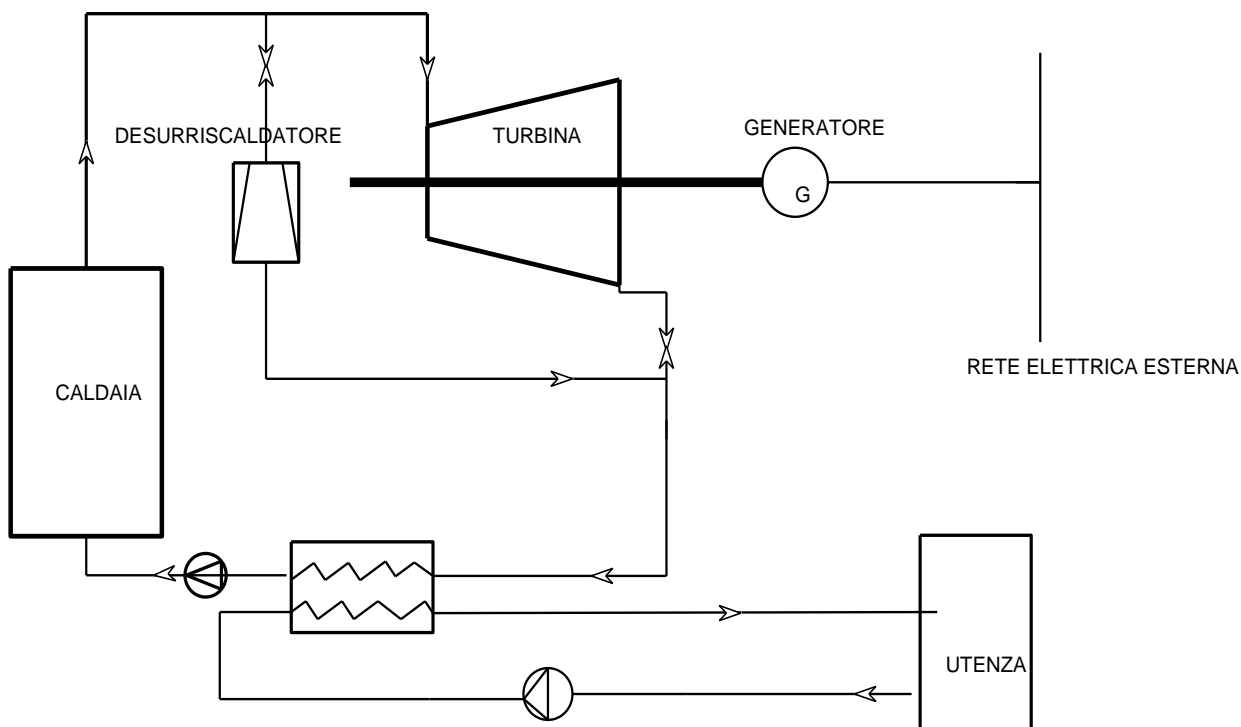


Figura 394: Schema di un SET con turbina a vapore a contropressione per reti di teleriscaldamento

12.16 NORMATIVA PER LA COGENERAZIONE

Per effettuare lo studio di fattibilità di un impianto di cogenerazione, occorre conoscere sia la normativa che consente di godere degli incentivi economici, sia il funzionamento del mercato dell'energia, in quanto gli impianti di cogenerazione non lavorano mai stand-alone, ma sono sempre collegati alla rete elettrica (tranne rarissime applicazioni in luoghi isolati).

12.16.1 EVOLUZIONE DELLE NORMATIVE

La Legge 1643/62 sulla nazionalizzazione dell'energia elettrica definiva auto produttore la persona fisica o giuridica che produce energia elettrica e la utilizza in misura non inferiore al 70% annuo per consumo proprio. Pertanto fin da allora la legge prevedeva la possibilità di autoprodurre energia elettrica per usi propri, cedendone contemporaneamente una parte alla rete Enel. A causa della mancanza di decreti attuativi idonei, l'autoproduzione si è limitata per anni alle sole aziende municipalizzate e, in qualche raro caso, alle grosse industrie.

Un primo passo verso la liberalizzazione della produzione di energia elettrica si ha con la Legge 380/82 che prevedeva la produzione di energia elettrica tramite impianti di autoproduzione e di cogenerazione o con impianti alimentati da fonti energetiche rinnovabili, purché di potenza inferiore ai 3 MW. Un vincolo era posto sulla vendita: l'energia elettrica in eccesso poteva essere ceduta solo alla rete Enel.

Il provvedimento CIP 15/89 dava una prima definizione degli impianti alimentati da fonti energetiche rinnovabili o ad esse assimilabili, citando gli impianti idroelettrici, solari, eolici, geotermici, a sfruttamento delle maree o del moto ondoso, gli impianti di trattamento dei rifiuti, impianti di recupero del calore da scarti industriali e gli impianti di cogenerazione.

Il successivo provvedimento CIP 34/90 pose un limite di assimilabilità per gli impianti di cogenerazione: il rendimento globale, inteso come somma del rendimento elettrico e di quello termico doveva essere superiore al 53%. Questo valore si limitava al rendimento nominale

dell'impianto e non considerava il funzionamento in parzializzazione, né le eventuali perdite di efficienza per scarsa manutenzione.

Un passo fondamentale sul piano energetico nazionale avvenne con la promulgazione della Legge 9/91. La legge dava impulso all'autoproduzione, dividendola in autoproduzione da combustibili fossili (il cui limite di potenza era fissato a $500 kW_e$) e da fonti energetiche rinnovabili (con limite di potenza $3 MW_e$). Questi limiti tuttavia potevano essere superati previa richiesta di permesso alle autorità competenti.

Per l'attuazione della Legge 9/91 è risultato fondamentale il provvedimento attuativo CIP 6/92. Il decreto fissava i parametri per rientrare nella categoria dell'autoproduzione da fonte energetica rinnovabile (o assimilata): gli impianti dovevano rispettare un valore dell'indice energetico *IEN* (come definito nelle prossime pagine) superiore a 0.51, solo in questo caso si poteva parlare di cogenerazione. Erano fissati anche i criteri e i prezzi di cessione all'Enel del surplus di energia prodotta in base alla tipologia dell'impianto (da fonte rinnovabile, biomasse, assimilabile). Questi prezzi erano rivisti annualmente in base alle variazioni Istat e ai prezzi del metano, in modo da mantenere stabile il tasso remunerazione dell'investimento, proteggendolo dall'inflazione.

Il meccanismo di protezione dell'inflazione è stato modificato tramite la delibera AEEG (Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas) 108/97 che ha ridotto i prezzi di cessione dell'energia elettrica, e la successiva delibera AEEG 81/99 che ha modificato il criterio di aggiornamento dei prezzi stessi, poiché erano lievitati in maniera eccessiva. Di fatto questi provvedimenti hanno bloccato il mercato della cogenerazione sul finire degli anni 90.

La comunità europea nel 1998 ha varato il "Piano d'adozione per la promozione dell'efficienza energetica nella Comunità Europea", per raddoppiare la quota di autoproduzione (da fonti rinnovabili o assimilate) in tutti gli stati membri. Questa direttiva è stata recepita dall'Italia dal D.L. 79/99 (Decreto Bersani), che ha stabilito alcuni punti fondamentali:

- *L'AEEG deve stabilire le condizioni tecniche affinché la cogenerazione possa definirsi assimilabile all'autoproduzione da fonti rinnovabili: tali condizioni devono garantire un significativo risparmio di energia primaria rispetto alle produzioni separate*
- *I produttori di energia elettrica da impianti di cogenerazione non hanno l'obbligo di immissione in rete di un quantitativo minimo di energia prodotta*
- *Il GSE⁶¹ (Gestore dei Servizi Elettrici) ha l'obbligo di assicurare precedenza all'energia elettrica proveniente da impianti che utilizzino, nell'ordine, fonti energetiche rinnovabili, sistemi di cogenerazione e fonti nazionali di energia primaria*
- *Il riconoscimento della qualifica di cliente idoneo (cioè la facoltà di scegliersi il proprio fornitore di gas naturale) alle imprese che acquistano gas per la cogenerazione, indipendentemente dal consumo annuale.*

12.16.2 CRITERIO DI ASSIMILABILITÀ DELLA COGENERAZIONE AGLI IMPIANTI DI AUTOPRODUZIONE A FONTI RINNOVABILI

Il CIP 6/92 fissava come criterio per l'assimilabilità della cogenerazione a un impianto di autoproduzione a fonti rinnovabili l'Indice Energetico Normalizzato (*IEN*). Il sistema doveva rispettare, su base annua, la seguente formula:

$$IEN = \frac{E_{el}}{E_b} + \frac{1}{0.9} \cdot \frac{E_t}{E_b} - \left(\frac{1}{0.51} - 1 \right) \cdot \left(0.51 - \frac{E_{el}}{E_b} \right) \geq 0.51$$

Dove:

- E_{el} è l'energia elettrica prodotta su base annua
- E_t è l'energia termica realmente utilizzata su base annua

⁶¹ All'epoca si chiamava ancora GRTN (Gestore della Rete di Trasmissione Nazionale)

- E_b è l'energia del combustibile bruciata su base annua

La misura dello *IEN* veniva calcolata di anno in anno andando a leggere i contatori fiscali dell'impianto. Interpretando 0.51 come il rendimento della migliore tecnologia di produzione dell'energia allora disponibile (ciclo combinato gas-vapore) e con 0.9 il rendimento di una caldaia convenzionale, la condizione espressa dalla formula dello *IEN* equivale ad esprimere un risparmio di energia primaria:

$$IEN \geq 0.51 \quad \longrightarrow \quad REP = \left(\frac{E_{el}}{0.51} + \frac{E_t}{0.9} \right) - E_b \geq 0$$

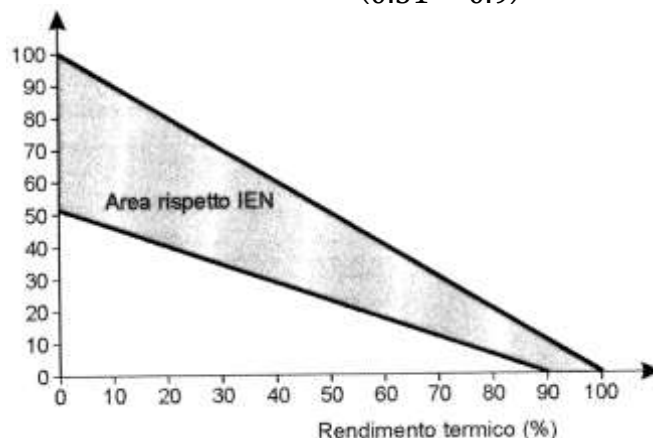


Figura 395 - Area di rispetto dello IEN

Lo *IEN* era un notevole passo avanti rispetto alla normativa precedente. Innanzitutto il calcolo veniva fatto su base annua in virtù delle energie effettivamente prodotte e utilizzate, ciò teneva conto sia dei rendimenti ai carichi parziali, sia della manutenzione, sia dell'eventuale surplus termico prodotto in estate e nelle mezze stagioni. Impianti di piccola potenza facevano fatica a rientrare nel criterio di assimilabilità, se non utilizzando gruppi frigoriferi ad assorbimento, aumentando il costo iniziale dell'investimento e quindi il tempo di *pay-back*.

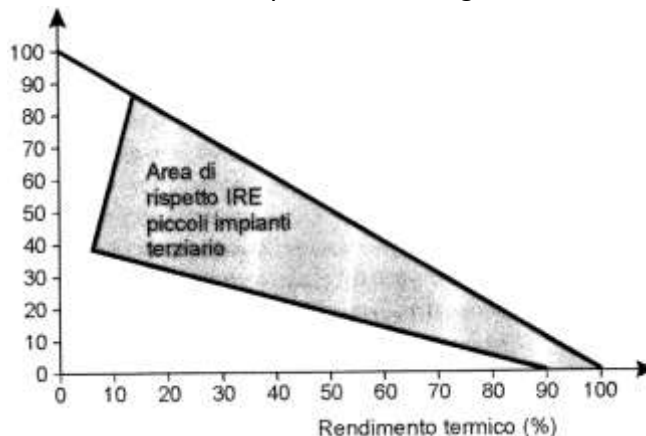
L'*AEEG* adempiendo all'obbligo di legge previsto dal decreto Bersani , tramite Delibera 42/02, ha definito i nuovi criteri per il riconoscimento dell'assimilabilità, introducendo un nuovo indice denominato *IRE* (Indice di Risparmio Energetico) definito da:

$$IRE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{el,cog}}{\eta_{el,s} \cdot p} + \frac{\eta_{t,cog}}{\eta_{t,s}}} \geq IRE_{min}$$

Dove:

- IRE_{min} è un valore stabilito dall'*AEEG* ed è uguale a **0.1** per sezioni di nuova realizzazione , **0.08** per rifacimenti di sezioni esistenti e **0.05** per sezioni esistenti
- $\eta_{el,cog}$ è il rendimento elettrico del sistema di cogenerazione, ovvero il rapporto tra l'energia elettrica prodotta e calcolata su base annua e l'energia bruciata in termini di combustibile calcolata su base annua
- $\eta_{t,cog}$ è il rendimento termico del sistema di cogenerazione, ovvero il rapporto tra l'energia termica recuperata e utilizzata calcolata su base annua e l'energia bruciata in termini di combustibile calcolata su base annua
- $\eta_{el,s}$ è un rendimento di confronto stabilito dall'*AEEG* in funzione della potenza dell'impianto e del combustibile impiegato. Varia da **0.23** per impianti di taglia inferiore ad **1 MW_e** alimentati a rifiuti organici, inorganici o biomasse, fino a **0.55** per impianti di taglia maggiore di **500 MW_e** alimentati a metano, GPL o gasolio
- $\eta_{t,s}$ è un rendimento di confronto stabilito dall'*AEEG* in funzione dell'utilizzo dell'impianto, ed è posto pari a **0.8** per le applicazioni civili e paria **0.9** per le applicazioni industriali.

- p è un coefficiente che tiene conto delle perdite di energia evitate dalla produzione locale.



· *Figura 396 - Area di rispetto dell'IRE per impianti civili ($P_e < 1 MW$)*

In pratica l'IRE misura la REP della produzione di energia elettrica e calore, considerati entrambi effetti utili, rispetto alla produzione separata, con un vincolo minimo per poter considerare cogenerativa la produzione combinata.

Allo stesso tempo veniva imposto il limite termico (LT), ovvero un recupero minimo di calore, per evitare di definire cogenerativi anche gli impianti termoelettrici ad elevato rendimento elettrico:

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

L'IRE permette di applicare valutazioni diverse a situazioni diverse, poiché tiene conto della tipologia di impianto, differenziandolo per taglia, combustibile e utilizzo, dando un aiuto alla cogenerazione di piccola taglia in ambito terziario e industriale. Il vantaggio è che a parità di rendimento elettrico un impianto per rispettare l'IRE ha bisogno di un rendimento termico inferiore di quanto era richiesto per rispettare lo IEN.

Rendimento elettrico medio annuale	Rendimento termico medio annuale (impianti alimentati a metano)			
	IEN	IRE civile potenza < 1MW _e	IRE industria potenza < 1MW _e	IRE industria potenza < 10MW _e
25%	46%	36%	41%	44%
30%	37%	25%	29%	32%
35%	28%	15%	17%	21%
40%	19%	7%	7%	10%

Il vantaggio dello IEN era che si poteva ottenere l'assimilabilità anche con rendimento termico molto basso, in teoria nullo.

12.16.3 COGENERAZIONE AD ALTO RENDIMENTO (CAR) E INCENTIVI IN VIGORE

Una nuova modifica viene introdotta dal D.Lgs. n. 20, 8 Febbraio 2007, "Attuazione della direttiva 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia e che modifica la direttiva 92/42/CE".

Il decreto introduce una serie di definizioni:

- *Cogenerazione: generazione simultanea in un unico processo di energia termica ed elettrica o di energia termica e meccanica o di energia termica, elettrica e meccanica.*
- *Unità di piccola cogenerazione: unità di cogenerazione con una capacità di generazione installata inferiore a 1 MW_e*

- *Unità di micro cogenerazione: unità di cogenerazione con una capacità di generazione massima inferiore a 50 kW_e*

Il decreto introduce il criterio di cogenerazione ad alto rendimento. Fino al 31 dicembre 2010 un impianto di cogenerazione ad alto rendimento deve soddisfare l'*IRE*, così come definito dalla Delibera 42/02. Dal 1° Gennaio 2011 valgono i requisiti riportati in allegato III del decreto basati sull'indice di risparmio energetico *PES* (*Primary Energy Saving*):

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{el,cog}}{\eta_{el,s} \cdot p} + \frac{\eta_{t,cog}}{\eta_{t,s}}} \geq PES_{min} = 10\%$$

Nonostante la formula sia formalmente uguale a quella dell'*IRE*, in realtà sono presenti alcuni cambiamenti sostanziali nel calcolo dell'energia: se il rendimento medio annuo è inferiore all'80% per cicli combinati (vapore-gas) o inferiore al 75% per gli altri generatori, l'energia elettrica da cogenerazione è calcolata moltiplicando per un coefficiente *C* l'energia termica utile.

Le procedure di calcolo per ottenere la qualifica di *CAR*, sono illustrate nel D.M. 5/09/2011, che si riferisce alle unità di cogenerazione:

- *Entrate in esercizio dopo il 31 Dicembre 2010*
- *Entrate in esercizio tra il 7 Marzo 2007 ed il 31 Dicembre 2010 che soddisfino le condizioni imposte dalla Direttiva 2004/8/CE o, nel caso tali condizioni non siano soddisfatte, soddisfino le condizioni imposte dalla delibera AEEG 42/02*
- *Entrate in esercizio dopo il 1° Aprile 1999 e prima del 7 Marzo 2007, riconosciute come cogenerative ai sensi delle norme applicabili alla data di entrata in esercizio dell'impianto.*

In particolare all'interno del D.M. 5/09/2011 si descrivono le modalità di calcolo per quantificare:

Il rendimento globale dell'impianto cogenerativo

Il rendimento globale è dato dal rapporto che vede al numeratore la somma dell'energia termica utile (effettivamente utilizzata) e dell'energia elettrica/meccanica totale prodotta ed al denominatore l'energia del combustibile immesso nel sistema di produzione di energia in cogenerazione:

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

Dove⁶²:

- *E è l'energia elettrica prodotta*
- *H_{chp} è l'energia termica utile cogenerata ed effettivamente utilizzata in un processo a valle*
- *F è l'energia termica immessa nell'unità da fonti esterne all'area dell'impianto di cogenerazione. Tale energia può essere immessa attraverso un combustibile o attraverso gas caldi o vapore proveniente da un processo a monte*
- *Gli impianti che soddisfano le condizioni espresse nella seguente tabella sono considerati impianti di Cogenerazione ad Alto Rendimento (salvo il rispetto del PES come illustrato in seguito)*

⁶² Si utilizzano i simboli del D.M. 5/09/2011

Tipo unità	$\eta_{globale} \geq 0,75$	$\eta_{globale} \geq 0,80$
	Turbina a vapore a contropressione	Turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore
	Turbina a gas con recupero di calore	
	Motore a combustione interna	Turbina a condensazione con estrazione di vapore
	Microturbine	
	Motori Stirling	
Pile a combustibile		

Figura 397 - Vincoli riguardo al rendimento globale

Il rapporto energia/calore C_{eff}

Qualora le condizioni riguardo al rendimento globale non siano rispettate, l'unità fisica viene scomposta in due macchine virtuali: una cogenerativa (CHP) e l'altra non cogenerativa (NON CHP).
parte chp – parte non chp

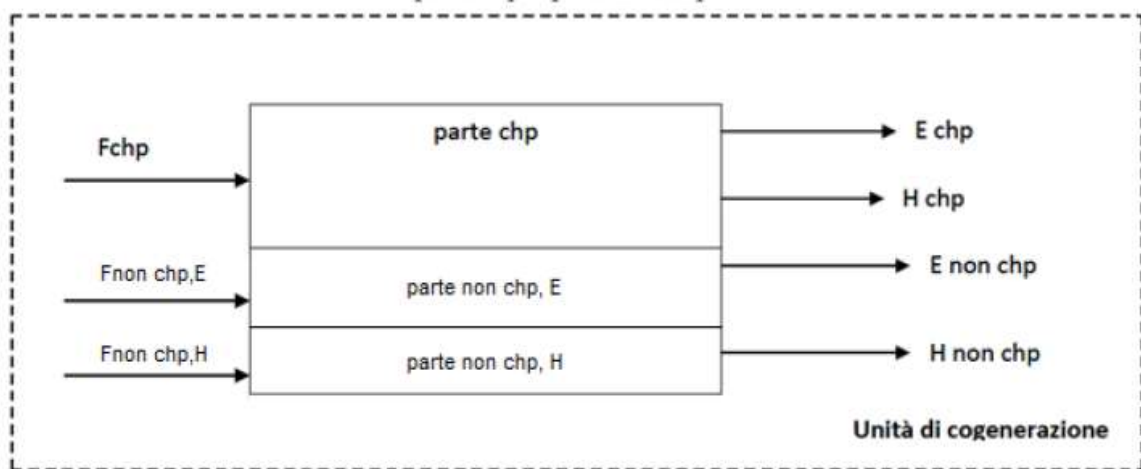


Figura 398 - Macchina virtuale

La macchina virtuale in sostanza è quella macchina che, dato il calore utile assorbito dal processo a valle, ha una potenza elettrica e quindi una produzione di energia tale da soddisfare le condizioni riguardo al rendimento globale. Tale condizione è implicitamente contenuta nella formula

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

Dove:

- H_{chp} è la quantità di calore utile assorbita dal processo a valle (rappresenta la variabile indipendente dell'espressione)
- C_{eff} è il rapporto tra energia elettrica prodotta in cogenerazione e l'energia termica utile definita in precedenza
- E_{chp} è l'energia elettrica cogenerativa prodotta dalla macchina virtuale in associazione con il calore H_c definito come sopra

Si riporta come esempio il caso di una macchina con il vincolo $\bar{\eta}_{globale} \geq 75\%$, il cui rendimento sia $\eta_{globale} < 75\%$. In tal caso per il dimensionamento della macchina virtuale occorre imporre la condizione

$$\frac{E_{chp} + H_{chp}}{F_{chp}} = \bar{\eta}_{globale} = 75\%$$

da cui segue che

$$C_{eff} = \frac{\eta_{non\ chp\ E}}{\bar{\eta}_{globale} - \eta_{non\ chp\ E}} = \bar{\eta}_{globale}$$

dove il termine $\eta_{non\ chp\ E}$ rappresenta il rendimento elettrico dell'unità

$$\eta_{non\ chpE} = \frac{E}{F}$$

Sostituendo il valore di C_{eff} risultante, si ottiene l'energia elettrica prodotta dalla macchina virtuale in regime di cogenerazione:

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

Si ricavano le altre grandezze che definiscono la macchina virtuale:

$$E_{non\ chp} = E - E_{chp}$$

dove $E_{non\ chp}$ è la parte di energia elettrica/meccanica non cogenerativa prodotta dalla parte del sistema che non partecipa al processo di cogenerazione.

$$F_{non\ chp,E} = \frac{E_{non\ chp}}{\eta_{non\ chpE}}$$

dove $F_{non\ chp,E}$ è la parte di energia immessa nel sistema che non partecipa al processo di cogenerazione.

$$F_{chp} = F - F_{non\ chp,E}$$

dove F_{chp} è la parte di energia immessa nel sistema che partecipa al processo di cogenerazione.

L'insieme delle precedenti espressioni consente di definire la macchina virtuale e le grandezze da inserire nella formula del PES.

II PES

Fatte salve le condizioni riguardanti il rendimento globale, le unità di cogenerazione per ottenere la qualifica di CAR devono applicare la formula del PES

$$\left(1 - \frac{1}{\frac{CHP\ H\eta}{Ref\ H\eta} + \frac{CHP\ E\eta}{Ref\ E\eta}} \right) \cdot 100\%$$

e soddisfare le seguenti condizioni:

Taglia Unità	PES
>1 MW _e	≥ 10 %
Unità di piccola cogenerazione (>50 kW _e ≤1MW _e)	> 0
Unità di micro cogenerazione (≤ 50 kW _e)	> 0

Dove:

- $CHP\ H\eta$ è il rendimento termico della produzione mediante cogenerazione definito come il rapporto tra il calore utile (H_{chp}) e il combustibile di alimentazione (F_{chp}) usato per produrre la somma del calore utile e dell'energia elettrica da cogenerazione.
- $Ref\ H\eta$ è il valore di rendimento per la produzione separata di calore secondo i parametri indicati nell'allegato V del D.M. 5/9/2011
- $CHP\ E\eta$ è il rendimento elettrico della produzione mediante cogenerazione, definito come il rapporto tra l'energia elettrica prodotta in cogenerazione (E_{chp}) ed il combustibile di alimentazione (F_{chp}) usato per produrre la somma del calore utile e dell'energia elettrica da cogenerazione.
- $Ref\ E\eta$ è il valore di riferimento per la produzione separata di energia elettrica secondo i parametri indicati nell'allegato IV del D.M. 5/9/2011. Il valore di riferimento deve essere corretto in funzione della temperatura media del sito di installazione, della tensione di rete e del rapporto tra energia auto consumata ed immessa in rete, secondo le direttive indicate negli allegati VI e VII del D.M. 5/9/2011

A titolo di chiarimento si precisa che ai fini del calcolo degli incentivi, il rapporto tra energia elettrica auto consumata ed immessa in rete si riferisce alla sola energia prodotta in regime CAR e non a tutta l'energia prodotta (a differenza di quanto avviene per il PES).

Incentivo

Il conseguente incentivo per gli impianti che abbiano ottenuto il riconoscimento CAR

L'incentivo è parametrato sulla base del risparmio di energia tra l'unità di cogenerazione ad alto rendimento e ed una unità tradizionale con produzione separata di energia elettrica e calore, ed è dato dalla formula:

$$RISP = \frac{E_{chp}}{\eta_{e\ rif}} + \frac{H_{chp}}{\eta_{t\ rif}} - F_{chp}$$

Dove:

- *RISP* è il risparmio di energia primaria espresso in MWh, realizzato dall'unità di cogenerazione
- E_{chp} è l'energia elettrica, espressa in MWh, prodotta dall'unità di cogenerazione
- H_{chp} è l'energia termica utile, espressa in MWh, prodotta dall'unità di cogenerazione
- $\eta_{e\ rif}$ è il rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano, assunto pari a 0.46: tale valore deve essere corretto per le perdite di rete evitate con gli stessi coefficienti e la medesima procedura adottata per il calcolo del PES.
- $\eta_{t\ rif}$ è il rendimento medio convenzionale del parco di produzione termico italiano, assunto pari a 0.82 nel caso di utilizzo diretto di gas di scarico, 0.90 nel caso di produzione di vapore o acqua calda.
- F_{chp} è l'energia, espressa in MWh, del combustibile utilizzato dall'unità di cogenerazione.

L'entità del risparmio conseguito dall'unità di cogenerazione è convertito in Certificati Bianchi (CB) con la formula:

$$CB = RISP \cdot 0.086 \cdot K$$

Dove:

- *CB* è il numero di Certificati Bianchi. Il valore del CB è quello fissato dall'AEEG per le imprese distributrici, vigente al momento di entrata in esercizio dell'unità (Art. 9 comma 2 del D.M. 5/9/2011) e costante per tutta la durata del periodo di incentivazione.
- *K* è il coefficiente di armonizzazione, posto pari a:
 - $K = 1.4$ per le quote di potenza fino a $1 MW_e$
 - $K = 1.3$ per le quote di potenza superiore a $1 MW_e$ e fino a $10 MW_e$
 - $K = 1.2$ per le quote di potenza superiore a $10 MW_e$ e fino a $80 MW_e$
 - $K = 1.1$ per le quote di potenza superiore a $80 MW_e$ e fino a $100 MW_e$
 - $K = 1$ per le quote di potenza superiore a $100 MW_e$

A titolo di chiarimento si precisa che il valore *K* è legato alla potenza dell'unità in regime di CAR rilevata durante il periodo di rendicontazione e calcolata come indicato in precedenza. Questo significa che, a fronte dell'energia cogenerata e del numero di ore di marcia, si ricava la potenza espressa nel periodo di rendicontazione da cui si ottiene il valore *K* come media ponderale avente come pesi le classi di potenza.

Ad esempio, se

- Una unità di cogenerazione produce 100000 MWh, di cui 80000 MWh come CAR
- L'unità ha lavorato per 5000 ore/anno
- La potenza dell'unità CAR è data da $80000/5000 = 16 MW$ e il valore di *K* è pari a

$$K = \frac{1.4 \cdot 1 + 1.3 \cdot 9 + 1.2 \cdot 6}{16} = 1.269$$

Nel nuovo sistema d'incentivazione della *CAR*, istituito dal D.M. 5/09/2011, il *contributo tariffario* costituisce il prezzo al quale il *GSE* ritira i Certificati Bianchi associati all'esercizio dell'unità di cogenerazione, in alternativa al loro scambio sul mercato dei Titoli di Efficienza Energetica.

Nei primi quattro anni di funzionamento di tale mercato, il valore del contributo è rimasto invariato a 100 €/tep. Dal 2009 invece viene annualmente aggiornato dall'*AEEG*, tramite una formula che lo connette, con segno cambiato, con l'andamento dei prezzi di mercato dei principali vettori energetici (elettricità, gas naturale, gasolio). Nel periodo ottobre 2009-settembre 2010 e nel periodo ottobre 2010-settembre 2011, essi sono cresciuti, in media, del 7.15%, rendendo più vantaggiosi gli interventi di efficientamento energetico. Ecco perché il *contributo tariffario* è stato fissato a 86.98 €/tep per il 2012, valore inferiore (-7.15%) rispetto ai 93.68 €/tep del 2011.

12.16.4 CERTIFICATI BIANCHI

Titoli di Efficienza Energetica (*TEE*), anche noti come Certificati Bianchi, sono titoli negoziabili che certificano i risparmi energetici negli usi finali di energia. Il meccanismo dei Certificati Bianchi non si rivolge direttamente a tutti i consumatori finali di energia, bensì a specifici operatori e soggetti professionali.

Il meccanismo dei Titoli di Efficienza Energetica si fonda sull'obbligo, posto dalla normativa alle aziende distributrici di gas e/o di energia elettrica con più di 50.000 clienti finali, di conseguire un obiettivo annuo prestabilito di risparmio energetico. Il conseguimento di risparmi energetici, grazie alla realizzazione di determinati progetti, è certificato tramite l'emissione di un opportuno numero di Titoli di Efficienza Energetica da parte del Gestore dei Mercati Energetici (*GME*). L'energia risparmiata si misura in "tep" (tonnellate equivalenti di petrolio), che corrisponde all'energia sviluppata dalla combustione di una tonnellata di petrolio. Un certificato bianco corrisponde al risparmio di 1 tep. A seconda del tipo di energia risparmiata (energia elettrica, gas, combustibili) si distinguono cinque tipologie di Titoli di Efficienza Energetica.

I Certificati Bianchi, come stabilito dal D.M. 5/9/2011, possono essere rilasciati anche alle unità di cogenerazione ad alto rendimento sulla base del risparmio di energia primaria conseguito. In questo caso i Certificati Bianchi rilasciati sono di tipo II.

Il valore dei Titoli di Efficienza Energetica dipende dagli esiti delle contrattazioni, che avvengono o sul mercato organizzato dal *GME*, oppure in virtù di accordi bilaterali. Usualmente tali contrattazioni si hanno tra soggetti obbligati (acquirenti) e soggetti volontari (venditori). Il prezzo di ritiro da parte del *GSE* è stato fissato a 86.98 €/tep per il 2012.

12.16.5 CERTIFICATI VERDI

I Certificati Verdi (*CV*) sono titoli negoziabili, rilasciati dal *GSE* in misura proporzionale all'energia prodotta da un impianto qualificato *IAPR* (Impianto Alimentato da Fonti Rinnovabili), entrato in esercizio entro il 31 dicembre 2012 ai sensi di quanto previsto dal D.Lgs. 28/2011, in numero variabile a seconda del tipo di fonte rinnovabile e di intervento impiantistico realizzato (nuova costruzione, riattivazione, potenziamento e rifacimento).

Il meccanismo di incentivazione con i Certificati Verdi si basa sull'obbligo, posto dalla normativa a carico dei produttori e degli importatori di energia elettrica prodotta da fonti non rinnovabili, di immettere annualmente nel sistema elettrico nazionale una quota minima di elettricità prodotta da impianti alimentati da fonti rinnovabili.

Il possesso dei Certificati Verdi dimostra l'adempimento di questo obbligo: ogni Certificato Verde attesta convenzionalmente la produzione di 1 *MWh* di energia rinnovabile. I Certificati Verdi hanno validità triennale: quelli rilasciati per la produzione di energia elettrica in un dato anno (anno di riferimento dei *CV*) possono essere usati per ottemperare all'obbligo anche nei successivi due anni. L'obbligo può essere rispettato in due modi: immettendo in rete energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili oppure acquistando i Certificati Verdi dai produttori di energia "verde".

La Legge n. 239, 23 agosto 2004 (Legge Marzano) all'articolo 1, comma 71 conferisce il diritto ai Certificati Verdi (incentivo esclusivamente dedicato all'energia elettrica) anche all'energia termica prodotta da impianti di cogenerazione abbinati al teleriscaldamento, *“limitatamente alla quota di energia termica effettivamente utilizzata per il teleriscaldamento”*.

La qualifica degli impianti di cogenerazione abbinati al teleriscaldamento può essere richiesta esclusivamente dagli impianti che rispettano le condizioni previste dall'art. 14 del Decreto Legislativo n. 20 del 2007, come modificato dall'art. 30, comma 12 della Legge 23 luglio 2009, n.99.

In particolare si devono verificare le seguenti condizioni:

I diritti acquisiti da soggetti titolari di impianti realizzati o in fase di realizzazione in attuazione dell'articolo 1, comma 71 della legge 23 agosto 2004, n. 239, come vigente al 31 dicembre 2006, rimangono validi purché i medesimi impianti posseggano almeno uno dei seguenti requisiti:

- *Siano già entrati in esercizio nel periodo intercorrente tra la data di entrata in vigore della legge 23 agosto 2004, n. 239 e la data del 31 dicembre 2006*
- *Siano stati autorizzati dopo la data di entrata in vigore della legge 23 agosto 2004, n. 239 e prima della data del 31 dicembre 2006 ed entrino in esercizio entro il 31 dicembre 2009*
- *Entrino in esercizio entro il 31 dicembre 2009, purché i lavori di realizzazione siano stati effettivamente iniziati prima della data del 31 dicembre 2006*

Non sono tenuti al rispetto dei requisiti di cui sopra, ai sensi dell'art.3, comma 4-bis del Decreto Legge 1° luglio 2009, n. 78, convertito con modificazioni dalla Legge 3 agosto 2009, n. 102, gli impianti di cogenerazione abbinati al teleriscaldamento connessi ad ambienti agricoli. Tale comma è abrogato a decorrere dal 1° gennaio 2013, ai sensi dell'art. 25 comma 11, lettera b) del Decreto legislativo 3 marzo 2011, n.28.

12.16.6 DEFISCALIZZAZIONE DEL COMBUSTIBILE PER LA COGENERAZIONE

Sui combustibili gravano delle accise, disciplinate dalle disposizioni del D.Lgs. n 504 del 26 Ottobre 1995 (“Testo unico delle disposizioni legislative concernenti le imposte sulla produzione e sui consumi e relative sanzioni penali e amministrative”), detto anche TUA. Tali accise sono variabili a seconda dell'utilizzo che viene fatto del combustibile:

- *Combustione per usi civili*
- *Combustione per usi industriali*
- *Usi agevolati*

La convenienza economica di un impianto di cogenerazione è dovuta anche alla diversa fiscalità che viene applicata ai combustibili se utilizzati in cogenerazione: in Italia il combustibile utilizzato per l'auto produzione di energia elettrica viene defiscalizzato in funzione della quantità di energia prodotta, secondo la formula

$$D = K \cdot E_{el}$$

Dove:

- *D è la quantità di combustibile sulla quale si effettua la detrazione totale del carico fiscale*
- *K è un coefficiente funzione del combustibile*
- *E_{el} è il numero di kWh elettrici prodotti dal sistema*

La defiscalizzazione si applica a tutta l'autoproduzione, indipendentemente dal rispetto dei vincoli del D.M. 5/9/2011.

Sul valore *D* si applicano le aliquote per gli usi agevolati riportate al punto 11 della tabella A del D.Lgs. n 504 del 26 Ottobre 1995:

- *Metano: 0.0004493 €/Nm³*
- *GPL: 0.6871 € per 1000 litri*
- *Gasolio: 12.72 € per 1000 litri*

- *Olio combustibile: 15.33 € per 1000 litri*
ridotte del 30%.

<p>11. (*) Produzione, diretta o indiretta, di energia elettrica con impianti obbligati alla denuncia prevista dalle disposizioni che disciplinano l'imposta di consumo sull'energia elettrica:</p> <p><i>-oli vegetali non modificati chimicamente: esenzione;</i></p> <p>-gas naturale: euro 0,0004493 per metro cubo;</p> <p>-gas di petrolio liquefatti: euro 0,6817 per 1.000 chilogrammi;</p> <p>-gasolio: euro 12,72601 per 1.000 litri;</p> <p>-olio combustibile e prodotti energetici greggi, naturali: euro 15,33154 per 1.000 chilogrammi</p> <p>- carbone, lignite e coke (codici NC 2701, 2702 e 2704) euro 2,60 per 1000 kg</p> <p>In caso di autoproduzione di energia elettrica, le aliquote sono ridotte al 30% quale che sia il combustibile impiegato.</p> <p>L'agevolazione è accordata:</p> <p>a) ai combustibili nei limiti dei quantitativi impiegati nella produzione di energia elettrica;</p> <p>b) ai combustibili impiegati nella stessa area di estrazione per la produzione e per l'autoproduzione di energia elettrica e vapore;</p> <p>c) ai prodotti energetici impiegati in impianti petrolchimici per l'alimentazione di centrali combinate termoelettriche per l'autoproduzione di energia elettrica e vapore tecnologico per usi interni.</p>

Figura 399 - Punto 11 della tabella A del D.Lgs. n 504 del 26 Ottobre 1995

La formula precedente indica implicitamente che la quantità di combustibile che può essere defiscalizzata è legata al rendimento elettrico.

Considerando un impianto alimentato a metano, ed un coefficiente K pari a 0.265, la conseguenza è che per 1000 kWh_e prodotti si possono defiscalizzare al massimo 265 m^3 di metano, che significa defiscalizzare il 100% dei m^3 consumati solo se il rendimento elettrico è maggiore del 39%. Ciò spiega l'importanza del rendimento elettrico negli impianti di cogenerazione, non solo più alto è il rendimento e minore è il combustibile che si impiega, ma anche il suo prezzo diminuisce perché si riesce a defiscalizzarne una maggiore quantità.

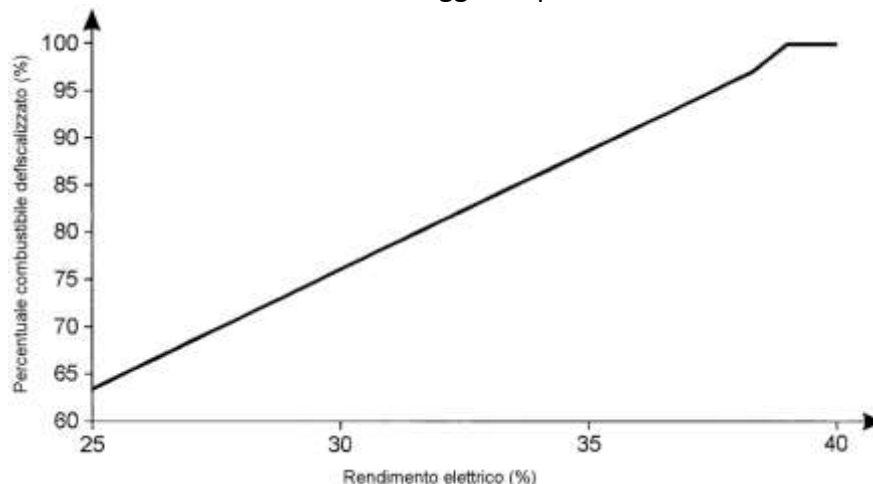


Figura 400 - Percentuale di combustibile defiscalizzato in funzione del rendimento elettrico

12.17 ESEMPI DI APPLICAZIONI DELLA COGENERAZIONE

Gli effetti della L 9/91 e L 10/91 non si sono fatti aspettare e già oggi si contano numerose applicazioni della cogenerazione che hanno dimostrato maturità e convenienza. In genere i problemi tecnici sono di facile risoluzione per cui la convenienza dei sistemi cogenerativi si basa tutta sull'analisi finanziaria ed economica, come precedentemente detto. Un errore da evitare è quello di sovradimensionare questi impianti ad esempio scegliendo taglie dei componenti dimensionati per far fronte alle punte dei carichi termici e/o elettrici: si rischia di avere oneri finanziari molto grandi

e rendimenti ai carichi ridotti bassi. Il dimensionamento dei componenti di impianto e della giusta taglia del SET deve partire dall'analisi approfondita e certa degli andamenti dei carichi termici ed elettrici (ad esempio mediante le curve cumulative già citate) avendo cura di selezionare i carichi medi e non le punte.

Non sempre questa analisi risulta agevole poiché certe applicazioni (ad esempio quelle di climatizzazione degli edifici) risultano sempre fortemente variabili nel tempo. In questi casi occorre diversificare i casi di edifici esistenti per i quali sono reperibili dati storici ed edifici nuovi per i quali si debbono operare scelte progettuali sulla base di confronti e/o assimilazioni con casi esistenti. Un metodo oggi seguito per la previsione dei carichi è quello dell'utilizzo di codici di calcolo affidabili che forniscano risultati utili per lo scopo prefissato. In genere si fa riferimento ad un anno tipo (*reference year*) o a sequenze temporali di dati climatici tali da essere statisticamente significativi per il periodo di simulazione desiderato. Tali codici sono reperibili commercialmente o tramite istituti di ricerca.

12.17.1 APPLICAZIONI INDUSTRIALI DELLA COGENERAZIONE

La taglia industriale degli impianti cogenerativi varia da 100 kW a 20 MW e più e quindi si tratta di potenze significative anche rispetto alle applicazioni più importanti in campo civile.

L'esigenza della cogenerazione scaturisce, di norma, dall'elevato costo dell'energia elettrica nelle fasce orarie di maggior uso e dalla necessità di disporre di calore per applicazioni di processo (vapore, acqua calda, reti tecnologiche interne,...). Sono spesso utilizzati motori endotermici (quando si richiedono basse temperature) più efficienti e comodi rispetto agli altri tipi di motori primi. Per potenze elevate e per temperature richieste superiori ai 100 °C si utilizzano prevalentemente turbine a vapore o a gas: si tratta quasi sempre di grosse iniziative che nascono in grandi raggruppamenti industriali che utilizzano anche residui di lavorazione o rifiuti urbani o industriali (oli, scarti petroliferi, ...).

12.17.2 IL TELERISCALDAMENTO

Il teleriscaldamento è una distribuzione di energia termica distribuita sul territorio anche a notevole distanza e per applicazioni anche differenziate. In Italia si sono avute applicazioni di teleriscaldamento per iniziativa di Aziende Municipalizzate per il riscaldamento urbano (vedansi gli esempi di Brescia, Ferrara, ...).

Purtroppo questa tecnologia è da considerare ancora agli inizi e limitata a superfici limitate (qualche quartiere). L'energia termica viene prodotta in una centrale appositamente attrezzata (forni policombustibile) e distribuita mediante reti, magliate e/o ramificate, di tubi di acqua calda a pressione posta sotto terra. Le centrali cogenerative consentono di produrre sia energia termica che elettrica, entrambe distribuite in rete dalle stesse aziende municipalizzate. Il calore viene utilizzato sia per riscaldamento ambientale che per usi sanitari e/o ospedaliero.

Il dimensionamento dell'impianto viene effettuato utilizzando i codici di calcolo per la previsione dei carichi termici al variare delle condizioni esterne.

E' così possibile conoscere per una taglia di motore primo l'energia termica che può essere prodotta per soddisfare l'utenza (*carico termico imposto*) e la conseguente energia elettrica disponibile.

La convenienza economica e finanziaria di questi impianti porta a preferire taglie dimensionate per i carichi comuni più frequenti e quindi lontani dai carichi di picco: in genere l'80% dell'energia richiesta è circa il 40% inferiore al carico di picco.

Per soddisfare le punte massime di carico si usano generatori ausiliari (più economici) che entrano in funzione nel momento richiesto dall'utenza.

12.17.3 GLI OSPEDALI

Un complesso ospedaliero moderno può essere considerato (per estensione, tipologia e taglia degli impianti) un impianto industriale vero e proprio. Si hanno forti consumi energetici sia termici che elettrici e, in genere, gli ospedali costituiscono una favorevole occasione per la cogenerazione.

Gli studi preliminari debbono stabilire i consumi (storici per enti esistenti o prevedibili per nuove costruzioni) sia elettrici che termici.

In quest'ultimo caso occorre anche stabilire le temperature di utilizzo delle fonti termiche: ad esempio, vapore di sterilizzazione a 140 °C, vapore per i mangani per la stiratura a 180 °C. In passato l'uso di grandi quantità di vapore ha portato ad avere generatori termici solamente per la produzione di vapore che veniva usato anche per altri scopi, compresi la produzione di acqua sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento (mediante macchine frigorifere ad assorbimento) ambientale.

Oggi, dato l'alto costo di gestione dei generatori di vapore e delle reti di distribuzione, si preferisce limitare l'uso del vapore ai soli casi necessari e quindi utilizzando normali caldaie per la produzione di acqua sanitaria e per il riscaldamento ambientale.

Un aspetto interessante si ha, sempre negli ospedali, per l'utilizzo dell'energia elettrica.

Oltre al normale collegamento alla rete ENEL occorre sempre prevedere gruppi di continuità con alimentazione preferenziale per le sale operatorie, le sale di terapia intensiva e per tutti i casi ove la continuità del servizio è assolutamente necessaria.

Pertanto, oltre all'uso di gruppi di continuità elettronici di limitata durata, occorre prevedere veri e propri gruppi elettrogeni alimentati con motori a combustione interna e capaci di assicurare l'energia elettrica anche per lunghi periodi.

Pertanto risulta immediata la possibilità di usare questi motori per cogenerare anche l'energia termica usata internamente negli ospedali. Al fine di dimensionare il sistema cogenerativo occorre valutare correttamente i carichi termici, suddivisi per temperatura di utilizzo, e i carichi elettrici, compresi i carichi per illuminazione.

La scelta del criterio di progetto può essere basata sia sul carico termico imposto che sul carico elettrico imposto. Quest'ultima possibilità risulta conveniente nel caso di tariffa multioraria e in ogni caso quando il costo di autoproduzione dell'energia elettrica risulta inferiore alla tariffa ENEL. In genere è l'analisi economica e finanziaria che consiglia, caso per caso, il criterio migliore da seguire in base ai tempi di ritorno più rapidi.

12.17.4 IL TERZIARIO

L'attuale tendenza alla concentrazione di attività commerciali in grossi centri ha creato un nuovo mercato per la cogenerazione. La mole delle strutture e l'esigenza di climatizzazione sia invernale che estiva, oltre alle altre esigenze impiantistiche interne (catena del freddo, banconi frigoriferi, ...) presentano ottime possibilità per la cogenerazione.

I criteri progettuali sono del tutto simili a quelli indicati per gli ospedali. Occorre quindi esaminare correttamente i carichi termici ed elettrici (eventualmente prevedendoli mediante codici di calcolo opportuni). Occorre tenere presente che la variabilità climatica incide moltissimo sull'andamento dei carichi sia termici che elettrici.

Un sistema sufficientemente semplice di cogenerazione è quello di recuperare il calore dei condensatori di raffreddamento dei gruppi frigoriferi.

La variabilità delle tipologie edilizie e delle tipologie di carico non consentono, a priori, di indicare il miglior sistema cogenerativo. Spesso considerazioni economiche (maggior investimento iniziale) e di gestione limitano l'adozione di sistemi cogenerativi a soluzioni ibride di recupero degli scarti energetici (ad esempio nei condensatori dei gruppi frigoriferi) o di riduzione degli sprechi.

Si tenga presente che per effetto del sistema di tariffazione ENEL non risulta spesso conveniente autoprodurre energia elettrica nel periodo estivo (tariffa F4 per ore vuote in agosto) perché più costosa di quella venduta dall'ENEL.

Ciò limita notevolmente la possibilità di ipotizzare *sistemi total energy* complessi a favore dei sistemi cogenerativi ridotti dianzi esposti.

12.17.5 LA MICROGENERAZIONE

Per applicazioni al di sotto dei 100 kW elettrici (carico elettrico imposto) si hanno microcogenerazioni che possono risultare convenienti quando si ha una frazione di energia termica richiesta che si mantiene costante durante l'anno.

Ciò si ottiene, ad esempio, quando si ha un elevato consumo di acqua sanitaria e quindi questa microcogenerazione si applica a servizi sportivi, camping, alberghi, ..., e cioè la dove i servizi sono non trascurabili rispetto al riscaldamento ambientale.

L'impianto di cogenerazione viene dimensionato sulla base del carico termico costante da alimentare con motori endotermici a carico elettrico costante.

Sono stati immessi sul mercato da una decina d'anni sistemi *total energy* che utilizzano motori automobilistici per produrre circa 40 kW elettrici e circa 100 kW termici.

Uno di questi sistemi è il *TOTEM*[®] originariamente predisposto dalla FIAT con un motore endotermico derivato da quello della 127. Combinando più unità si possono ottenere potenze elettriche e termiche anche considerevoli per applicazioni civili condominiali.

12.17.6 CENTRALI TERMO-ELETTRO-FRIGORIFERE

L'idea di base di un SET è di fornire *contemporaneamente* elettricità e calore e quindi di soddisfare, direttamente o con l'inserimento di ausiliari o con scambi di rete (sistemi aperti) i fabbisogni globali dell'utenza.

Una delle esigenze oggi in crescita è la produzione del freddo sia per l'accresciuta domanda nel settore climatico ambientale sia per applicazioni commerciali ed industriali. Appare quindi logico soddisfare le richieste di energia *frigorifera* sfruttando la produzione di calore dei sistemi cogenerativi.

In primo luogo si può pensare di usare un *motore primo* per trasformare energia primaria (data dal combustibile) in energia meccanica per alimentare i compressori alternativi di una macchina a compressione di vapori saturi per la produzione del freddo. Se poi il ciclo è reversibile si può anche avere produzione di calore.

Questa applicazione consente di svincolarsi dall'uso diretto dell'energia elettrica sia per la produzione di *freddo* che di *caldo*. Inoltre questo schema libera il sistema *total energy* dal rigido rapporto fra produzione di energia elettrica ed energia termica.

La taglia dei sistemi appena descritti è medio-bassa (entro qualche centinaio di kW) e quindi il motore primo è quasi sempre un motore endotermico e, al limite superiore, con piccole turbine a gas. Un motore endotermico consente facilmente l'accoppiamento sia ad un compressore che ad un generatore elettrico, come schematizzato in Figura 401.

Il generatore elettrico è di solito sempre accoppiato anche in assenza di carico elettrico (con funzioni di volano) mentre il compressore viene accoppiato mediante innesto a frizione nel momento di richiesta del carico.

Se il motore elettrico è di tipo asincrono può fungere anche da motore di alimentazione del compressore nel momento in cui il motore primo si ferma (gusto e/o manutenzione) assicurando la produzione del freddo. In questo modo il sistema si comporta come una centrale elettro-termo-frigorifera capace di adattarsi a tutte le esigenze di carico.

Il compressore fa parte, come già accennato, di una pompa di calore (freddo-caldo) e quindi si tratta di pompe endotermiche e non del tipo usuale con motori elettrici.

Oggi si trovano sul mercato pompe di calore endotermiche alimentate da motori a combustione interna di derivazione automobilistica. Il compressore funziona con R22 o similare. Le taglie di potenza termica totale (di ciclo inverso e di recupero termico) sono variabili da 150 a 400 kW con gradini di 50 kW (vedasi il già citato *TOTEM*[®]). E' possibile avere potenze maggiori mediante parallelo di più moduli termici.

Il motore endotermico può essere alimentato anche con gas metano di rete e la regolazione del numero di giri avviene mediante regolazione sulla valvola a farfalla. In questo modo si mantengono 1000÷1500 gpm con un rendimento, quasi costante, di circa il 31%. Combinando la variazione del numero di giri con la parzializzazione dei cilindri del compressore (già vista nel capitolo sulle centrali frigorifere) si possono avere variazioni di potenza fra il 15% ed il 100% della potenzialità nominale.

Dal raffreddamento del motore e dai fumi di scarico si può ancora ricavare energia termica, allo stesso modo di quanto già descritto nei sistemi cogenerativi usuali e pertanto la pompa di calore endotermica presenta un rendimento termico elevatissimo e superiore a quello relativa ad una buona caldaia tradizionale ad alto rendimento nella stagione invernale.

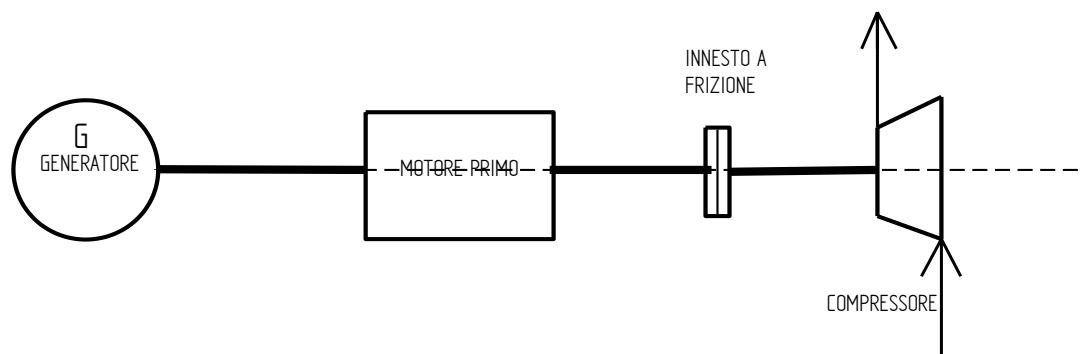


Figura 401: Schema dell'accoppiamento di un motore primo con un compressore ed un generatore

Rispetto alle pompe di calore elettriche si hanno anche ulteriori vantaggi derivati, ad esempio, dalla possibilità di sbrinamento (quando la temperatura esterna scende al di sotto dei 5°C) mediante calore di recupero dal motore e non con inversione di ciclo, come avviene nelle pompe di calore alimentate elettricamente.

Poiché le pompe di calore endotermiche funzionano con ciclo reversibile è possibile soddisfare anche le esigenze del condizionamento estivo.

Per valutare la convenienza economica di questo sistema (che presenta un maggior costo iniziale dovuto al motore primo e al generatore elettrico) si deve dimostrare che sottraendo al costo della macchina il risparmio che si ottiene per la riduzione della potenzialità della centrale termica e dei refrigeratori tradizionali si ottiene un vantaggio economico al limite pari a zero.

Si tenga presente che attualmente ci sono contributi previsti dalle leggi vigenti sia per l'installazione (e quindi per l'acquisto) di pompe di calore endotermiche che una riduzione tariffaria del gas metano di alimentazione. Tuttavia non è possibile avere certezza della durata di questi incentivi né della loro estensione a tutti i settori civili e del terziario. Nel dimensionare questi tipi di sistemi si ricordi che la potenza meccanica dei motori endotermici è pari a circa 1/5 della potenza termica totale prodotta. Da confronti effettuati in casi reali (edifici commerciali con superfici variabili da 5000 a 12000 m²) si osserva che il risparmio energetico (in termini di energia primaria riferita al consumo nominale dell'impianto in assenza di macchine endotermiche) varia dal 15 al 40% per potenze del motore variabili da 150 a 1000 MW. Se si considera il consumo energetico per il

condizionamento estivo il sistema a pompa di calore endotermica consente di raggiungere risparmi maggiori con tariffe multiorarie.

A conclusione di questo capitolo si fa osservare che l'attuale sistema legislativo introduce sgravi fiscali per il combustibile utilizzato per la semplice cogenerazione termica – elettrica ma non per l'alimentazione delle pompe di calore endotermiche.

Questa assurda dissimmetria può in taluni casi portare ad una convenienza maggiore installando un normale sistema cogenerativo che alimenta elettricamente una pompa di calore elettrica reversibile.

Per taglie grandi (oltre 500 kW) si possono raggiungere economie del 15÷15% nel combustibile e questo non per un fatto termodinamico ma solo per una sperequazione legislativa. SIC! L'uso combinato delle pompe di calore endotermiche con accoppiamento al generatore elettrico richiede un'analisi complessa che dipende fortemente dalla taglia, dall'andamento dei carichi (elettrici e termici) e dal tipo di tariffazione elettrica utilizzata. I risparmi energetici e gestionali appaiono maggiormente rilevanti, per grandi impianti, per sistemi cogenerativi mentre la redditività è maggiore per i sistemi a pompa di calore endotermica alimentate a gas, malgrado la non favorevole agevolazione fiscale.

Per i sistemi alimentati elettricamente i sistemi cogenerativi, pur fornendo risparmi energetici maggiori, pongono problemi di utilizzo della notevole quantità di energia termica recuperata.

12.18 LA TRIGENERAZIONE

Si indica con *Trigenerazione* la produzione combinata di elettricità, calore e freddo applicando i criteri dell'*energy cascading* ai gas di scarico di un'unità motrice rotativa o alternativa. Per la climatizzazione ambientale si utilizza una macchina ad assorbimento che fornisce caldo in inverno e freddo in estate. Per la parte termica si ha, in genere, anche richiesta di vapore e pertanto il sistema trigenerativo utilizza un generatore di vapore a recupero alimentato con i gas di scarico di un motore primo del tipo turbina a gas.

Lo schema impiantistico è dato in Figura 402. Il calore sensibile dei gas di scarico è recuperato attraverso una caldaia a recupero (*HRSG*) per la produzione di vapore destinato alla copertura dei fabbisogni termici, invernali ed estivi, questi ultimi attraverso un gruppo ad assorbimento. La turbina è collegata tramite albero ad un alternatore per la produzione dell'energia elettrica. In aggiunta si ha un circuito di emergenza, vedi Figura 404, verso cui scaricare il flusso di vapore prodotto per smaltire il calore in caso di *overhating* oppure di *overcooling* dell'immobile.

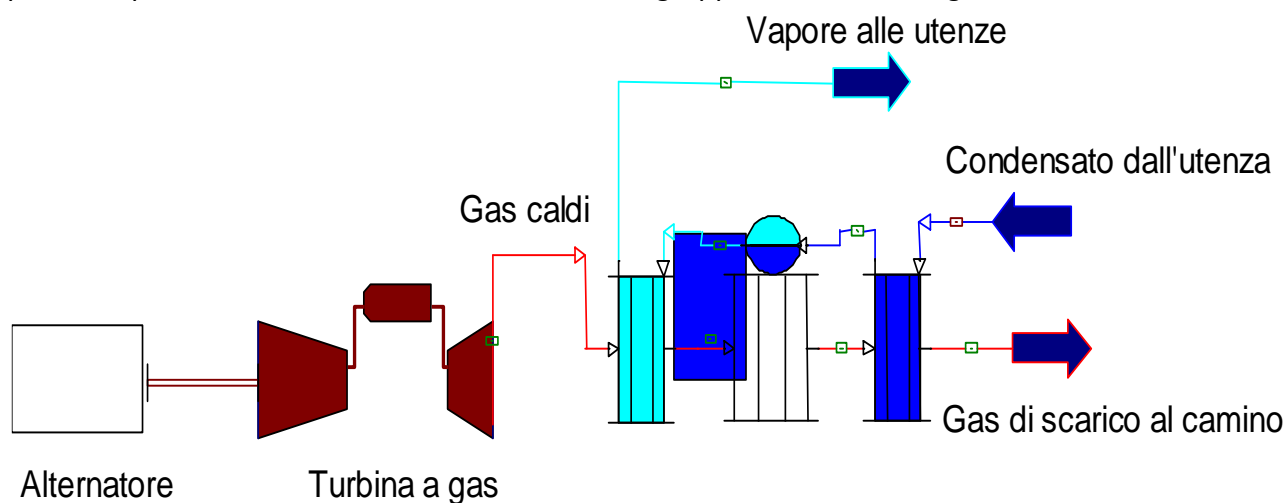


Figura 402: Schema di un impianto per Trigenerazione

12.18.1 LA TURBINA A GAS

Le turbine a gas hanno subito in questi ultimi anni una grande evoluzione tecnologica dovuto all'aumento delle potenze unitarie, al miglioramento dei rendimenti e alla riduzione delle emissioni di NO_x nell'ambiente.

L'uso di quei motori primi in assetto cogenerativo favorisce la flessibilità dell'impianto ($E/C = 0.3 \div 1.5$). I tempi di avviamento sono oggi ridotti a pochi minuti e la caldaia a recupero inizia a produrre vapore dopo circa venti minuti dall'avviamento della turbina.

Questi tempi si dimezzano con avviamenti a caldo e sono bassissimi rispetto a quelli ottenuti con turbine a vapore. Di soliti è presente un camino di *by-pass* dei gas di scarico e del post bruciatore per rendere la turbina più flessibile e adatta alle applicazioni del terziario.

12.18.2 CALDAIA A RECUPERO, HRSG

I gas di scarico in uscita dall'espansore della turbina hanno ancora una temperatura di circa $500\text{ }^\circ\text{C}$. La caldaia a recupero HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) permette di trasferire parte del calore sensibile dei gas all'acqua surriscaldata circolante in pressione all'interno dei tubi.

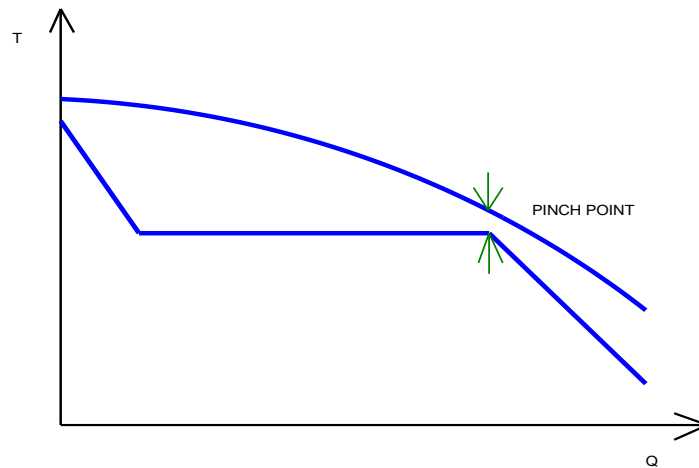


Figura 403: Diagramma di scambio gas di scarico acqua

Si ha così il recupero del calore dei gas di scarico su cui si basa il concetto di cogenerazione. L'acqua surriscaldata alimenta un corpo cilindrico dove si separa il vapore per l'utilizzazione. Questo può essere ulteriormente surriscaldato per usi specifici. Il punto critico della caldaia a recupero è nella sezione nella quale la differenza di temperatura tra i gas di scarico e l'acqua di alimentazione è la più bassa possibile (*pinch point*). Per uno scambio efficace occorre avere una differenza di temperatura minima di almeno $10\text{ }^\circ\text{C}$.

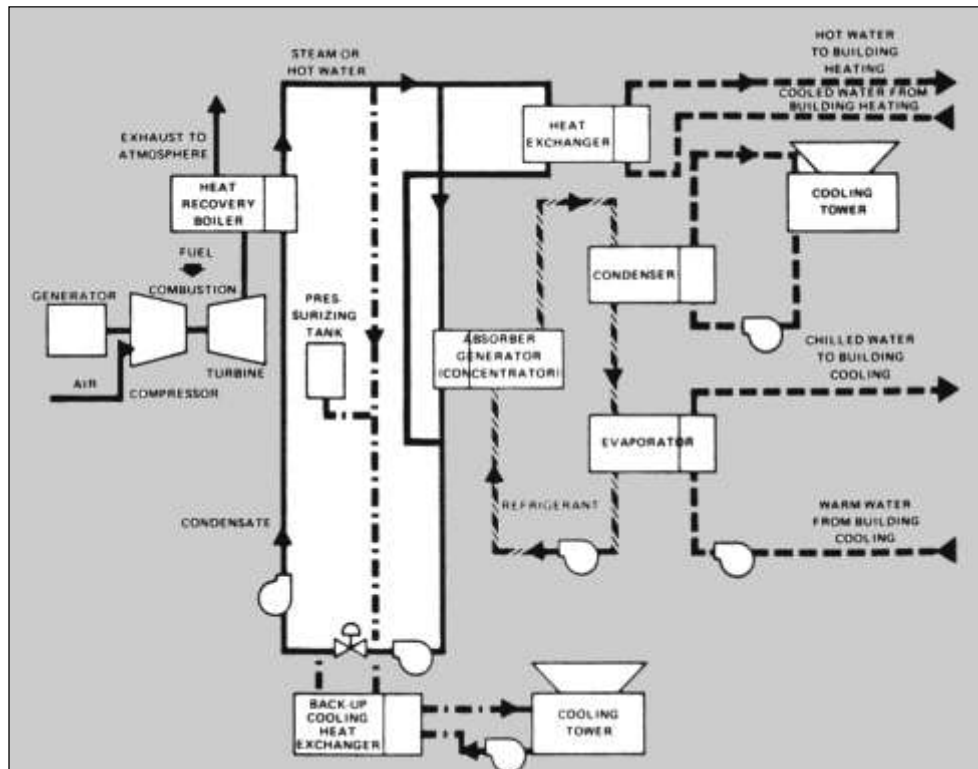


Figura 404: Schema impiantistico di un trigeneratore

Le caldaie a recupero sono caratterizzate, da un punto di vista costruttivo, da:

- *Superfici di scambio termico superiori alle corrispondenti caldaia radiative tradizionali;*
- *Utilizzo di tubi alettati allo scopo di aumentare il coefficiente di scambio termico globale;*
- *Pressioni del vapore generalmente inferiori a 40 bar al fine di avere un pinch point sufficientemente elevato.*

In Figura 404 si ha un ulteriore dettaglio impiantistico del trigeneratore. Questo tipo di impianto di cogenerazione risulta conveniente quando si ha la presenza della contemporanea richiesta dei tre carichi, ad esempio negli ospedali.

12.18.3 LA REGOLAZIONE DELL'IMPIANTO DI TRIGENERAZIONE

Nel caso in cui la richiesta di vapore non è costante nel tempo si possono avere due possibilità di regolazione: una riguarda la turbina a gas e l'altra la caldaia a recupero.

Regolazione della Turbina a Gas mediante IGTV

Si varia l'inclinazione delle pale mobili dello statore all'ingresso del compressore mediante un dispositivo detto *IGV (Inlet Guide Variable)* per regolare la portata di aria in ingresso alla turbina a gas. Se la portata in ingresso diminuisce la portata dei gas combusti varia all'incirca nello stesso rapporto nel caso di temperatura di ingresso turbina costante.

La diminuzione della portata d'aria in ingresso produce una diminuzione analoga della quantità di energia termica recuperabile.

Regolazione del carico mediante post combustione

Qualora il contenuto energetico dei fumi non è sufficiente per coprire i fabbisogni dell'utenza allora si ricorre alla post combustione, possibile grazie all'eccesso d'aria tipica delle turbine a gas. La post combustione può aumentare notevolmente la potenza termica della caldaia a recupero

permettendo, così, di rispondere alla domanda di calore facendo funzionare la turbina in condizioni di funzionamento nominale.

Naturalmente il combustibile utilizzato per la post combustione non fornisce energia elettrica e pertanto si riduce il risparmio energetico.

D'altra parte essa è utilizzata per i picchi di carico termico e consente di ridurre i costi di investimento per le turbine di maggiori dimensioni.

Nel caso la post combustione non sia sufficiente a far fronte alla variazione dei carichi allora si possono utilizzare generatori tradizionali in parallelo ovvero importare energia dalle reti (sistemi aperti).

Scelta della modalità della regolazione

La scelta delle opzioni di regolazione scaturisce da un compromesso tecnico-economico dovuto alla grande mole di parametri da tenere in conto quali, ad esempio, il costo di investimento, il diagramma del carico termico, il costo di vendita dell'energia elettrica (L/kWh), il costo del combustibile. Se la turbina a gas è dimensionata, com'è solito farsi, per il carico medio allora sono possibili entrambi i criteri di regolazione sopra indicati. Va però tenuto presente che attualmente, malgrado il risvegliarsi dell'interesse per la cogenerazione mediante turbine a gas, si hanno ancora pochi modelli disponibili sul mercato e pertanto la scelta del motore primo è spesso dettata anche da un compromesso o da una scelta obbligata.

Macchine ad assorbimento

Nel caso della trigenerazione termica si utilizzano, dal lato termico, le macchine ad assorbimento che garantiscono sia la produzione di acqua calda per riscaldamento che l'acqua fredda per il condizionamento estivo. Le macchine ad assorbimento costituiscono una valida scelta impiantistica anche in considerazione delle incertezze in materia di inquinamento e di costo dell'energia ed inoltre trasformano un carico solitamente elettrico, quale quello frigorifero, in carico termico e quindi migliorando il rapporto E_T/E_E .

Queste macchine richiedono solo una minima quantità di energia elettrica (per gli organi ausiliari) e pertanto presentano una maggiore compatibilità ambientale rispetto ai compressori frigoriferi alimentati elettricamente. Il loro costo iniziale di investimento è più elevato rispetto ai frigoriferi tradizionali ma hanno, per contro, un minore costo di gestione e di manutenzione. Inoltre non danno luogo a vibrazioni per assenza di parti in movimento e pongono pochi problemi di installazione nei siti dove sono richieste. Le tipologie oggi maggiormente utilizzate sono:

- *Acqua ed ammoniacca;*
- *Acqua e bromuro di litio.*

Il funzionamento di queste macchine è semplice (vedi corso di *Fisica Tecnica*). In Figura 405 è schematizzato lo schema impiantistico per una macchina del tipo *acqua-ammoniaca*.

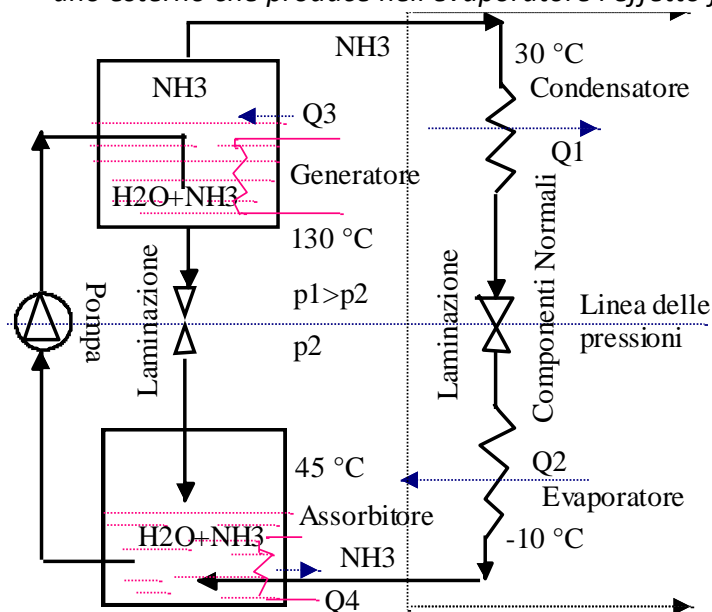
La miscela *acqua-ammoniaca* si compone di acqua che fa da solvente e di ammoniacca che fa da soluto (e quindi più volatile). Per effetto del calore Q_4 ceduto al serbatoio superiore (detto *generatore*) si libera NH_3 allo stato quasi puro e ad alta pressione. L' NH_3 inizia il ciclo classico di condensazione, laminazione ed evaporazione (presente anche nel ciclo frigorifero classico a compressione di vapori saturi).

All'uscita dell'evaporatore l' NH_3 si ricombina nel serbatoio inferiore, detto *assorbitore*, con la miscela di acqua-ammoniaca impoverita di ammoniacca e proveniente dal serbatoio superiore (tramite una valvola di laminazione perché in basso c'è una pressione inferiore a quella presente in alto). La reazione di assorbimento è *esotermica* e quindi cede calore Q_4 all'esterno. Una pompa

provvede a riportare la miscela di acqua e ammoniaca ricomposta al serbatoio superiore (generatore) e si riprende il ciclo.

In conclusione si hanno due cicli:

- uno interno fra generatore e assorbitore;
- uno esterno che produce nell'evaporatore l'effetto frigorifero.



La macchina ad assorbimento si

compone due bocce dette
 - Generatore : ove cedendo una quantità di calore Q_3 si fa liberare NH_3 pura;
 - Assorbitore : ove l' NH_3 pura si ricombina, cedendo il calore Q_4 , con la miscela impoverita proveniente dal Generatore.

Per effetto del calore Q_3 si separa dalla miscela H_2O+NH_3 l'ammoniacca quasi pura che segue poi le normali fasi del ciclo frigorifero :

- Condensazione;
- Laminazione;
- Evaporazione.

La miscela arricchita nell'assorbitore viene pompata nel generatore per un nuovo ciclo interno.

Figura 405: Schema di una macchina frigorifera ad assorbimento

Nella Figura 405 sono anche indicate le temperature tipiche di utilizzo della macchina proposta. Oltre alla miscela acqua-ammoniaca si utilizzano oggi anche miscele *acqua-bromuro di litio* o anche *acqua-fluoruro di litio*: in questi casi è l'acqua il componente più volatile.

Queste macchine hanno il pregio di funzionare a temperatura inferiore (circa 80 °C) rispetto a quella ad ammoniaca (130÷150 °C). In alcuni casi si è anche utilizzata l'energia solare per alimentare il generatore (Q_3).

Le macchine ad assorbimento possono essere utilizzate anche con *cascami termici* (termine usato per indicare i rifiuti termici nei processi di lavorazione industriale). L'utilizzo come pompa di calore appare improprio: la temperatura del calore fornito al generatore è maggiore di quella del condensatore anche se in minore quantità.

Negli impianti di trigenerazione, a causa dell'elevata temperatura raggiungibile con il vapore nella caldaia a recupero, si utilizzano assorbitori con acqua e bromuro di litio a doppio effetto in modo da potere avere temperature di ingresso all'assorbitore di 190 °C. Le macchine a doppio effetto sono certamente più costose rispetto a quelle a singolo effetto ma presentano consumi specifici di vapore inferiori e quindi hanno minori costi di esercizio.

Il bromuro di litio (LiBr) è un sale igroscopico che presenta grande affinità con il vapore acqueo ed è usato in concentrazioni del 60÷64%. Non è un sale tossico e non è infiammabile. È leggermente corrosivo per cui si aggiunge lo 0,4% di nitrato di litio ($LiNO_3$) per disinibirne l'aggressività in assenza di aria. Le macchine a doppio effetto dispongono di due generatori e di due scambiatori di calore per la soluzione. I generatori sono detti ad alta pressione (comunque inferiore a quella atmosferica con uno scambiatore ad alta temperatura) e a bassa pressione (con uno scambiatore a bassa temperatura).

Il fluido frigorifero è l'acqua che segue il ciclo canonico (condensazione, laminazione, evaporazione) per poi essere assorbita nuovamente nel LiBr contenuto nell'assorbitore. Mediante una pompa di circolazione si riporta la miscela nel generatore di alta pressione dove si ha una prima

separazione del vapore acqueo. Da questo generatore si passa in quello a bassa pressione e temperatura ove si ha una ulteriore fase di separazione del vapore acqueo che prosegue il ciclo frigorifero. La separazione dei due generatori (ad alta e bassa temperatura) consente di ottimizzare i consumi di energia in base ai livelli termici richiesti.

Le macchine ad assorbimento hanno la grande capacità di adattarsi facilmente alle fluttuazioni di carico e quindi presentano una buona flessibilità impiantistica potendo variare la loro potenzialità teoricamente nell'intervallo 0÷100% con minime variazioni del COP.

La regolazione della capacità frigorifera si ottiene variando la concentrazione della soluzione nell'assorbitore in due modi, spesso anche in combinazione fra loro:

- *variando la quantità di vapore o la portata d'acqua surriscaldata che attraversa il generatore (e quindi regolando l'energia termica fornita alla macchina);*
- *inviando nell'assorbitore una soluzione più diluita del generatore.*

Al diminuire del carico termico anche la temperatura dell'acqua fredda in uscita tende a crescere per cui una sonda di temperatura comanda l'inizio della chiusura della valvola modulante sul vapore di alimentazione o della valvola a tre vie dell'acqua surriscaldata. In questo modo si rallenta il ripristino della soluzione concentrata nel generatore e pertanto la quantità di refrigerante (acqua) che torna all'evaporatore diminuisce e quindi scende anche il livello di acqua in esso presente.

Quando il carico scende a circa il 50% della capacità di progetto si può anche ridurre la portata di soluzione di LiBr al generatore e ciò fa diminuire anche il consumo di energia poiché viene richiesta una minore quantità di vapore al generatore.

Un problema a cui può andare incontro una macchina ad assorbimento è la *cristallizzazione* del LiBr nel generatore. Questo fenomeno è irreversibile e non produce danni meccanici alla macchina ma solo una riduzione della capacità frigorifera. La cristallizzazione avviene per diversi motivi fra i quali:

- *perdita di vuoto;*
- *temperatura dell'acqua di condensazione troppo bassa;*
- *arresto improvviso e prolungato della macchina per mancanza di corrente;*
- *infiltrazioni di incondensabili nel circuito in quantità superiore alla capacità di spurgo;*
- *arresto della macchina senza che venga continuato il processo di diluizione della soluzione di LiBr nell'assorbitore;*
- *cariche errate di refrigerante (acqua) e della soluzione nel circuito della macchina.*

Nelle moderne macchine ad assorbimento sono inseriti numerosi accorgimenti atti a ridurre o ad eliminare il pericolo della cristallizzazione anzidetta. In ogni caso è sempre bene avere personale tecnico opportunamente addestrato alla gestione di questi impianti.

12.18.4 COSTI DELL'IMPIANTO DI TRIGENERAZIONE

Spesso si ha il problema di sostituire gli impianti esistenti con questi cogenerativi. In altri casi (invero ancora pochi e limitati) occorre affrontare il progetto di trigenerazione ex novo partendo da considerazioni non solo termodinamica (certamente positive) ma anche economiche.

Occorre affrontare un'analisi costi benefici considerando fra i costi:

- *Costo fisso di impianto*
- *Consumi di combustibile dell'unità motrice (dalla simulazione)*
- *Manutenzione e gestione (aggiuntivi)*
- *Interessi passivi sul debito*
- *Fra i benefici si hanno:*
- *Costo evitato sull'acquisto dell'energia elettrica*

- *Costo evitato del combustibile di alimentazione delle caldaie*
 - *Ricavi dalla vendita delle eccedenze di produzione elettrica al netto delle imposte*
- Alla base delle scelte economiche ed impiantistiche occorre effettuare la scelta della taglia ottimale della turbina a gas e la valutazione del risparmio di gestione sulla fattura energetica rispetto all'impianto esistente, nel caso di sostituzione di vecchio impianto, a rispetto al sistema di confronto, SC, nel caso di nuovo impianto.

12.18.5 SCELTA DELLA TAGLIA DELL'IMPIANTO

La prima decisione è, quindi, la taglia da adottare per far fronte alla richiesta energetica dell'utenza. La scelta è ancora fra la tipologia a *carico elettrico imposto* o a *carico termico imposto*. Vediamo brevemente quali sono le problematiche che ne scaturiscono.

Carico Elettrico Imposto (*Power Driven*)

In questa condizione si dimensiona l'impianto in modo da soddisfare con il motore primo tutto il carico elettrico dell'utenza. Il calore recuperato dai gas di scarico varia con la domanda di elettricità. E' questa una soluzione utile quando si hanno carichi elettrici costanti durante tutto l'anno o comunque presentano fluttuazioni piccole rispetto al valore medio.

Se la scelta del gruppo motore è fatta sulla massima potenza elettrica richiesta allora la turbina a gas si troverà a lavorare al di sotto delle condizioni nominali quando il carico elettrico risulta inferiore a quello massimo e ciò comporta una riduzione, anche sensibile, del rendimento termodinamico della turbina a gas.

Inoltre, a causa della diretta proporzionalità del calore recuperato con la produzione di energia elettrica, le variazioni di carico elettrico debbono essere compensate da variazioni di pari segno del carico termico.

Qualora queste condizioni non si verificano allora occorre ricorrere, se si è in difetto di energia termica recuperata, ad fonti energetiche supplementari (generatori termici ausiliari) ovvero, se si è in eccesso di energia termica recuperata, ad una dispersione nell'ambiente dell'esubero energetico mediante scambiatori di calore raffreddati con aria ambiente.

Carico termico Imposto (*Heat Driven*)

In questo caso si dimensiona il motore primo e quindi la taglia dell'impianto per soddisfare tutto il carico termico dell'Utenza. Si ha il caso duale rispetto al precedente e gli eccessi o i difetti di produzione di energia elettrica conseguenti alle variazioni del carico termico possono essere compensati con interscambi positivi o negativi dalla rete ENEL (sistema aperto).

Potendo avere la post combustione per la fornitura di energia termica⁶³ in eccesso da recuperare le eventuali maggiori richieste del carico termico possono essere soddisfatte rapidamente ed efficacemente.

Pertanto la scelta della taglia di impianto va eseguita sui valori medi dei carichi termici. In Figura 406 si ha una schematizzazione di quanto appena detto: la sezione inferiore della figura è coperta dalla configurazione nominale della turbina mentre la parte superiore, dovuta ad una maggiore richiesta del carico termico, è soddisfatta mediante il post combustore.

Naturalmente l'uso del post combustore penalizza il rendimento totale di cogenerazione poiché non comporta maggiore produzione di energia elettrica ma rappresenta un modo efficace di controllo del carico termico senza dover far ricorso, fin dove è possibile, a generatori ausiliari e quindi con una riduzione degli investimenti iniziali.

⁶³ Si ricordi che la post combustione agisce a valle della turbina e quindi non produce effetti sulla produzione di energia elettrica ottenuta dal generatore elettrico comandato dall'albero motore della turbina.

Scelta della Turbina a Gas

Nell'ipotesi, per altro molto spesso rispettata nei casi pratici, di dimensionamento a *carico termico imposto*, la turbina deve garantire il soddisfacimento del carico termico durante tutto l'anno. Resta ancora da valutare se la scelta di un grosso gruppo turbogas, e quindi di grande produzione di energia elettrica, sia conveniente alla luce degli andamenti di mercato dell'energia elettrica in eccesso.

Si verifica, infatti, che quanto più il punto di funzionamento nominale della turbina è prossimo alla domanda di calore richiesta dall'utenza tanto più elevata è la produzione nominale di potenza elettrica. Il costo del motore primo (turbina a gas) rappresenta all'incirca il 40% del costo totale dell'investimento e pertanto esagerare nella taglia potrebbe comportare il rischio di investimento non economico.

Inoltre la variabilità di regime di funzionamento della turbina comporta anche una perdita di rendimento che riduce ulteriormente la convenienza economica dell'investimento.

A priori non è possibile dare una regola fissa per la scelta del motore primo ma è l'analisi economica (*cash flow*) nel periodo di vita previsto dell'impianto che deve indicare, in base alla variazione dei carichi termici ed elettrici reali dell'utenza, quale è la migliore scelta impiantistica.

In Figura 407 si ha la schematizzazione di quanto detto: al variare della potenza nominale della turbina varia il cash flow attualizzato (NPV, *Net Present Value*) di una determinata applicazione e pertanto il valore massimo di NPV si determina per un valore della potenza *ottimale* intermedio fra la potenza minima e la massima ammissibile.

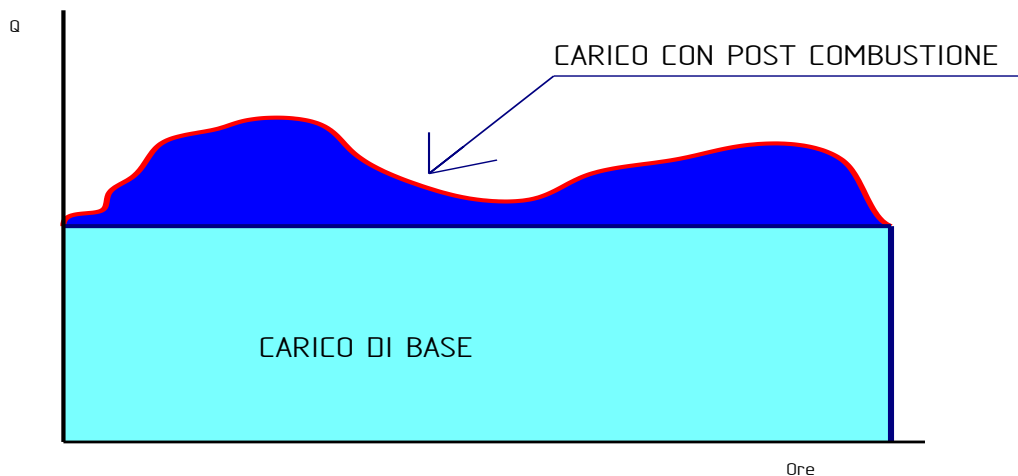


Figura 406: Copertura del carico termico con il post combustore

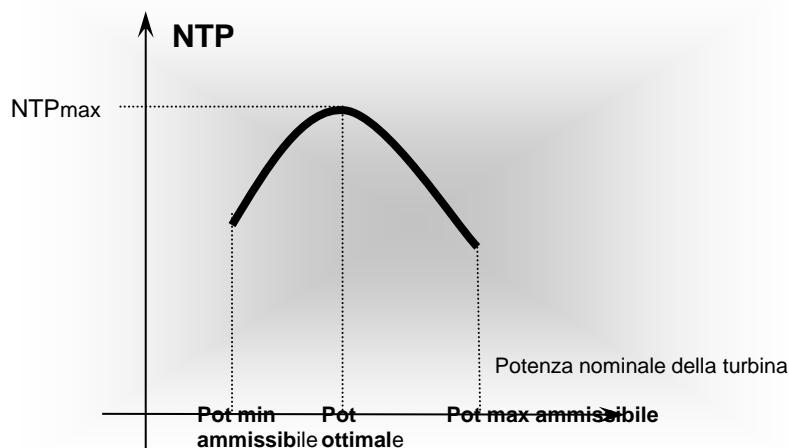


Figura 407: Andamento del Cash Flow attualizzato al variare della potenza della turbina

12.18.6 ANALISI ECONOMICA

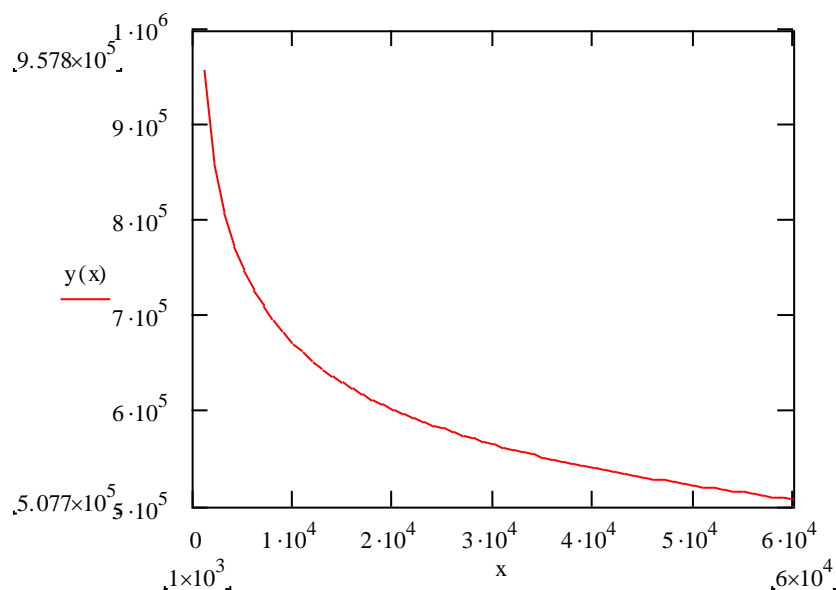
Gli indici economici da prendere in considerazione sono quelli già visti in precedenza e in particolare il tempo di *pay back* e il VAN a 20 anni (periodo canonico per questo tipo di investimenti).

Fra le voci da considerare nell'analisi economica vi è il *costo fisso di impianto* dovuto alla turbina a gas. Il costo di mercato di questo motore primo varia molto in funzione del tipo di turbina e della potenza nominale. In Figura 408 si ha una curva che indica il costo medio specifico per turbine commerciali con potenze nominali variabile da 1 MWe a 60 MWe. Questa curva è stata ricavata mediando i listini commerciali (*anno 1999*) dei fornitori di turbine a gas di varia potenzialità.

Questi costi sono suscettibili di variazione sia per contingenze economiche sia per innovazione tecnologica possibile in caso di domanda crescente.

Il costo del combustibile è una delle variabili più imprevedibile di tutta l'analisi economica poiché questo elemento varia quasi giornalmente, come gli avvenimenti degli ultimi sei mesi ci hanno mostrato, in funzione di contingenze anche politiche, dell'andamento dei cambi e dell'umore dei fornitori.

Si pensi, ad esempio, che all'inizio del 1999 il gasolio costava 1200 L/Litro circa mentre oggi costa circa € /L 0.92 (1800 L/Litro). E fra un anno? Potrà costare 2,00 €/Litro o anche più: chi può prevedere un andamento certo di questo parametro?

Figura 408: Costo medio specifico, y , di una turbina a gas in funzione della potenza nominale (x in kWe)

Anche il costo di acquisto e di vendita dell'energia elettrica variano in modo non del tutto indipendenti dal costo del combustibile per via del famigerato *sovrapprezzo termico* che lega la tariffa elettrica al costo del petrolio. I costi di acquisto variano da 250 a 320 L/kWh.

Simulazione dell'Impianto

Per valutare le prestazioni di questo impianto si utilizzano codici di calcolo del tipo *GATE*⁶⁴ *CYCLE* la cui rappresentazione è data in Figura 409. Il programma consente di simulare impianti esistenti o in fase di progettazione in modo descrittivo, combinando una interfaccia grafica con modelli di analisi termodinamica dettagliati di tutti i processi descritti (turbina, scambiatori di calore, pompe, ...).

⁶⁴ Acronimo di Gas Turbine Evaluation.

Il codice GATE CYCLE è stato predisposto per simulare impianti contenenti turbine a gas di costruttori diversi⁶⁵ e quindi svincolando i progettisti dalla necessità di utilizzare i codici proprietari dei costruttori che valgono, come si intuisce, solo per i modelli da loro forniti. Nel 1988 il codice ha integrato i cicli a vapore e da questo deriva il nome *GATE CYCLE*.

Nel 1993 è stata aggiunta anche la possibilità di usare caldaie tradizionali e quindi si ha oggi uno strumento valido per simulare qualunque tipo di impianto di produzione di potenza. Possono essere studiate diverse tipologie di impianto, dai più semplici basati su cicli a gas a quelli più complessi basati su cicli combinati a livelli multipli di pressione. E', inoltre, possibile affrontare problemi di *repowering* e di cogenerazione. L'uso interattivo del codice, mediante icone rappresentative di componenti di impianto, è facilitato anche da un controllo delle connessioni effettuato dallo stesso programma in base alle caratteristiche dei componenti selezionati.

Mediante alcune *macro* si possono poi simulare condizioni di funzionamento particolari. Le *macro* stabiliscono un legame tra le variabili presenti nel modello simulato e, ad esempio, si possono scrivere macro che combinano certe variabili con funzioni definite dall'operatore. Una macro può calcolare il consumo aggiuntivo di combustibile nel post bruciatore in funzione delle portate di acqua calda agli scambiatori della caldaia a recupero.

Con questo codice si possono simulare i rendimenti, le quantità di energia termica ed elettrica prodotta ed effettuare confronti fra le prestazioni in varie configurazioni nel periodo di vita ipotizzato e per gli andamenti temporali dei carichi disponibili o ipotizzati (anche in questo caso mediante codici di simulazione del tipo già citato).

Il codice può funzionare in modalità *on design* ed *off design*. Nel primo caso vengono stabilite le caratteristiche operative e fisiche di un componente (ad esempio il rendimento della turbina, la superficie di uno scambiatore di calore, ...) mentre nel secondo modo viene valutata la performance dell'intero impianto al variare delle condizioni ottimali, del carico termico e del carico elettrico.

Il codice *GATE CYCLE* consente di valutare anche le emissioni gassose utilizzando programmi specifici di libreria per la composizione dei gas di combustione e di scarico in aria.

In questo modo è possibile conoscere le specie chimiche emesse in camino anche ai fini della valutazione di impatto ambientale (vedi nel prosieguo). Una simulazione per un caso concreto con diverse turbine a gas ha fornito i risultati riportati in Figura 410.

A conclusione di questo capitolo si vuole rimarcare la complessità del problema della progettazione di un impianto di trigenerazione e, in generale, di cogenerazione. Occorre evitare sempre di sovradimensionare gli impianti perché questo riduce o annulla addirittura la loro convenienza economica vanificando l'investimento. Spesso più che di un errore progettuale di calcolo si tratta di un errore basato sull'ignoranza o sul timore di sottodimensionare gli impianti. Comunque una scelta sbagliata della taglia si rivela un errore grave perché irreversibile e quindi irrecuperabile per l'impianto.

Di certo la progettazione in oggetto non è basata su regole certe ma si tratta di una progettazione complessa che richiede la sintesi di più algoritmi risolutivi e di più competenze (tecniche, economiche, chimico-fisiche, ...).

⁶⁵ Il codice ha al proprio interno un corposo data base sui modelli di turbine esistenti con tutte le loro caratteristiche meccaniche e termodinamiche,

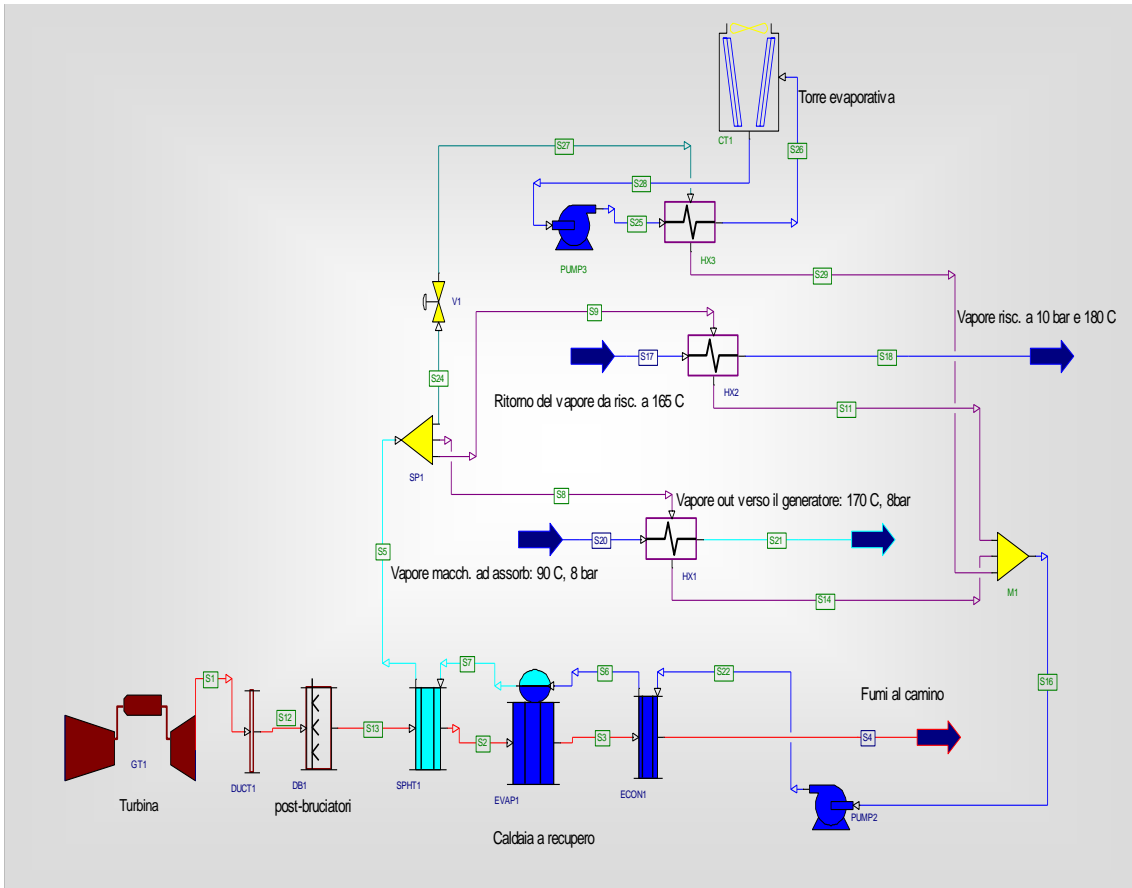


Figura 409: Rappresentazione di un impianto di Trigenerazione con GATE CYCLE

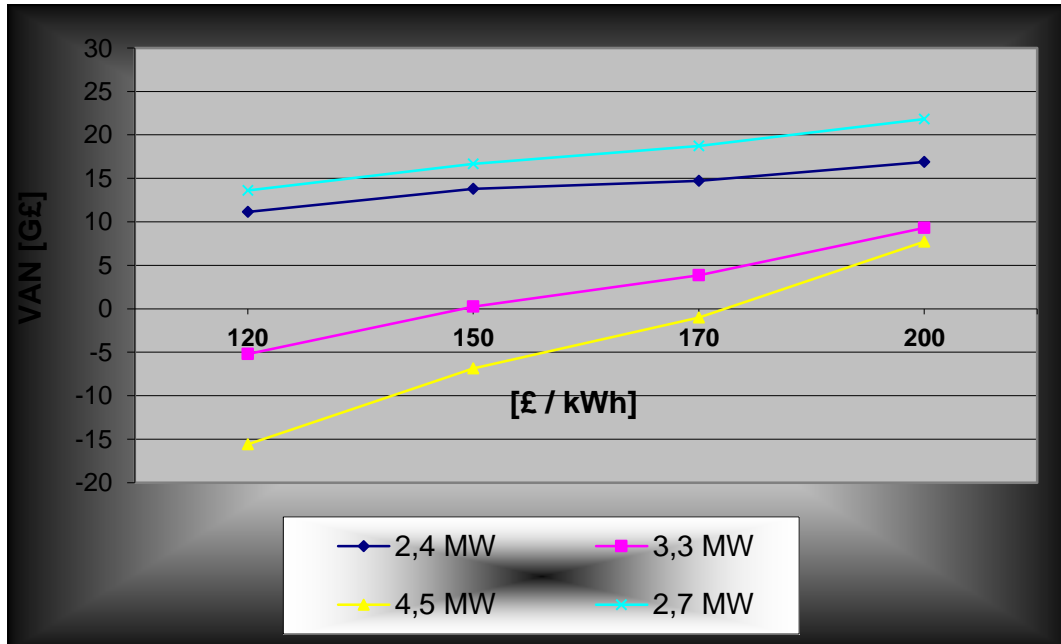


Figura 410: VAN per varie potenze di turbine a gas installate

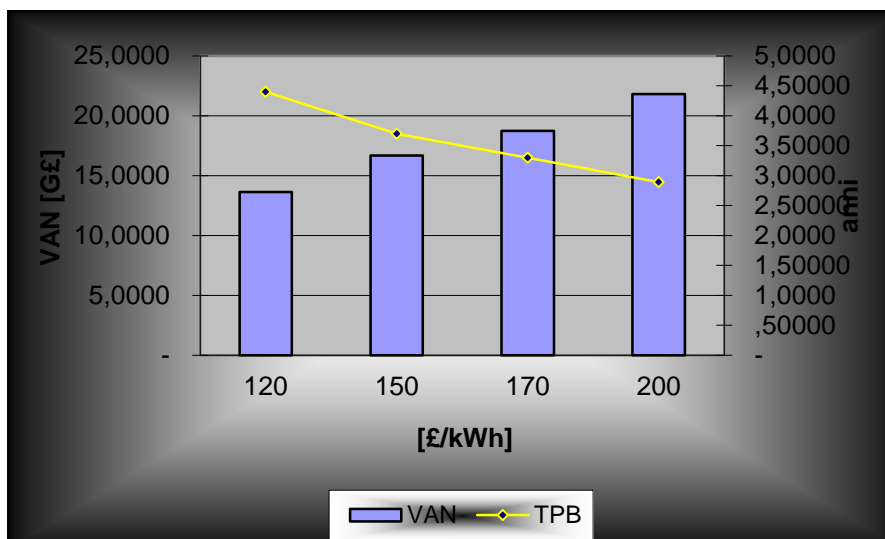


Figura 411: VAN per varie potenze di turbine a gas

12.19 NUOVI DECRETI SULLA COGENERAZIONE AD ALTO RENDIMENTO

Il DM 4 agosto 2011 precisa e ridefinisce il concetto di cogenerazione ad alto rendimento. Questo testo normativo mira a superare i limiti che non permettevano agli operatori elettrici, alle autorità e ai tecnici, di calcolare i nuovi parametri per raggiungere gli standard di efficientamento energetico posti dall'Unione Europea. Tale situazione ha portato negli anni investitori e aziende del settore energetico a motivare e giustificare troppo spesso presso le autorità, prestazioni tecniche che la cogenerazione offre senza problemi.

Il Dm 4 agosto 2011 ribadisce che un impianto cogenerativo deve essere valutato singolarmente. Come già osservato dal GSE, i cosiddetti "confini di sistema" non devono includere altri sistemi o altre apparecchiature se non l'unità cogenerativa. I "confini di sistema" devono essere stabiliti in maniera univoca, definendo i limiti del processo di cogenerazione stesso, dividendo l'unità di cogenerazione e l'area di consumo, anche se in pratica queste possono coincidere in un medesimo sito rimanendo differenti e separate per organizzazione.

Sono quindi **escluse caldaie** che possono essere presenti nella struttura che ospita l'impianto, di riserva o di sostegno che siano. Ciò permette di chiarire il significato di rendimento globale di una unità cogenerativa ovvero la somma di tutte le energie prodotte (elettrica, meccanica, termica) in un dato periodo (un anno solare) divisa per l'energia di alimentazione consumata per il funzionamento dell'impianto per il periodo considerato.

E' importante quindi definire che tipo di energia può essere generata dal nostro impianto di cogenerazione. L'energia elettrica prodotta non presenta sfumature interpretative. La produzione elettrica totale consiste in tutte le possibili forme di produzione di energia elettrica, anche non in cogenerazione. L'energia termica conteggiabile è invece tutto il calore utilizzato in processi industriali, residenziali, per il riscaldamento/raffreddamento di ambienti, per processi di essiccazione o per ogni altra attività che comporta uno sfruttamento termico.

Non è invece calore utile quello disperso nell'ambiente senza alcun impiego, o disperso da camini e tubi di scappamento o il calore necessario per il funzionamento del medesimo impianto. Se l'energia termica è utilizzata per produrre energia elettrica, presso il sito o presso un'attività di terzi, questa non è conteggiabile come energia termica ma come energia elettrica.

E' importante definire poi l'energia di alimentazione, strettamente legata al potere calorifico inferiore del combustibile utilizzato per il processo cogenerativo.

Se il rendimento globale dell'impianto risulta inferiore al 75%, si presuppone che vi sia produzione di energia elettrica non in cogenerazione. In tal caso si scindono le due attività di produzione.

Per la parte cogenerativa l'operatore rileva il diagramma di carico del calore, calcolando la produzione reale di calore utile e di energia elettrica. Da questo rapporto si determina il "rapporto energia/calore effettivo" (CEFF).

Fatte queste piccole premesse, si può definire la cogenerazione ad alto rendimento la produzione di una unità di cogenerazione che può fornire un **risparmio di energia primaria pari al 10%**. Con l'espressione "**risparmio di energia primaria**" ci si riferisce all'**indice PES**, così espresso:

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{CHP H\eta}{Ref H\eta} + \frac{CHP E\eta}{Ref E\eta}} \right] \times 100\%$$

in cui:

- *CHP H η* è il rendimento termico, rapporto tra calore utile e energia del combustibile,
- *CHP E η* è il rendimento elettrico, rapporto tra energia elettrica da cogenerazione e energia del combustibile,
- *Ref H η* è il valore di rendimento per la produzione separata di calore, definito dall'allegato V,
- *Ref E η* è il valore di rendimento per la produzione separata di energia elettrica, definito dall'allegato IV, VI e VII.

Concettualmente l'indice PES non cambia sostanzialmente ciò che era già stato definito dai suoi predecessori, gli indici IRE e LT. Le soglie per essere riconosciuti come impianto di cogenerazione ad alto rendimento non sono state ridotte in maniera sostanziale. In sintesi vi è l'opinione che l'emanazione di questo nuovo PES sia stato puramente un elemento amministrativo/normativo al fine di adattarsi alla ormai famosa Direttiva 2004/8/Ce sulla promozione della cogenerazione.

E' normale che un investitore intenzionato a finanziare un impianto di cogenerazione debba necessariamente indirizzarsi allo sfruttamento sia dell'energia termica sia dell'energia elettrica prodotte. L'ottimizzazione di una scelta commerciale è senza dubbio la strada più giusta da seguire. Questo nuovo indice PES incoraggia quindi chi ha scelto positivamente e in maniera più razionale possibile la cogenerazione. Anche se le incentivazioni statali per la produzione di energia elettrica non sono di certo trascurabili, il recupero dell'energia termica è fondamentale per **ammortizzare le spese** di gestione di un impianto, creando magari una piccola rete di teleriscaldamento nel proprio quartiere industriale.

Definizione del nuovo regime di sostegno per la cogenerazione ad alto rendimento

Il **Dm 5 settembre 2011** introduce l'incentivazione della cogenerazione attraverso i Certificati bianchi, riconosciuti per un periodo di 10 anni per gli impianti di produzione e di 15 per gli impianti abbinati al teleriscaldamento.

Il testo stabilisce che le unità di cogenerazione entrate in esercizio a decorrere dal 1° gennaio 2011 sono considerate CAR (cogenerazione alto rendimento) se rispondono ai criteri indicati nel decreto 4 agosto 2011. Ogni anno in cui si soddisfano i requisiti CAR, si ha diritto al rilascio dei **Certificati bianchi** in base al risparmio di energia primaria, calcolato secondo la formula:

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

I Certificati bianchi per la cogenerazione non sono cumulabili con altri incentivi, anche se esistono diverse eccezioni:

- *l'accesso a fondi di garanzia e ai fondi di rotazione;*
- *altre incentivazioni pubbliche in conto capitale non eccedenti il 40% del costo dell'investimento per impianti fino a 200 kW elettrici, non eccedenti il 30% per impianto fino a 1 MW elettrico e non eccedenti il 20% nel caso di potenza superiore.*

I nuovi operatori che hanno intenzione di accedere al regime di sostegno (non ancora a regime), devono presentare documentazione idonea al GSE e in copia al Ministero dello sviluppo economico. La documentazione necessaria doveva essere pubblicata entro il 30 settembre all'interno del portale GSE; ad oggi, però, non risulta ancora disponibile. Una volta ricevuta la documentazione, il GSE avrà 120 giorni solari per la sua valutazione, ma entro i primi 60 giorni dell'iter, il GSE potrà richiedere integrazioni o informazioni supplementari.

Questa normativa ribadisce come l'utilizzo dell'energia termica non sia più un fattore accessorio, ma punto focale per ottimizzare un investimento accedendo a più regimi incentivanti.

L'utilizzo dell'energia termica generata nel processo di cogenerazione può così fornire, alla presenza di determinate condizioni tecniche, ulteriori benefici.

Ciò porta a considerare un investimento nel settore della cogenerazione come una serie di più aspetti da analizzare a 360°. Le società di settore devono evolversi e garantire al cliente una serie di servizi e possibilità per poter raggiungere il miglior risultato possibile in merito. La produzione termica non deve essere una necessità per ottenere un'autorizzazione/un incentivo, ma una possibilità per ottimizzare il proprio business.

INDICE GENERALE

1. INTRODUZIONE ALL'ENERGETICA	1
1.1 FORME DIVERSE D'ENERGIA	2
1.2 ENERGIA E SVILUPPO	3
1.3 LE FONTI ENERGETICHE	3
1.1 LE ESIGENZE ENERGETICHE ATTUALI	5
1.2 LE CONSEGUENZE DELL'INDUSTRIALIZZAZIONE	8
1.2.1 PRODUZIONE DI NOX	9
1.2.2 PRODUZIONE DI CO ₂	9
1.3 L'ANTROPOCENE	10
1.4 IL PROBLEMA DEGLI APPROVVIGIONAMENTI DELL'ENERGIA IN EUROPA	11
1.5 DISPONIBILITÀ DI ENERGIA NEL MONDO	11
1.6 LE NUOVE FONTI DI ENERGIA	14
1.7 UTILIZZO DI FONTI ENERGETICHE RINNOVABILI	16
1.8 LA CURVA DEL CARICO ELETTRICO IN ITALIA	17
1.9 IL DISTINGUO SOTTILE FRA POTENZA DI PICCO ED ENERGIA PRODOTTA	22
Impianti fotovoltaici	22
Impianti Eolici	22
Potenza totale equivalente	22
1.9.1 COSTI DI IMPIANTO	23
Impianti Fotovoltaici	23
Impianti Eolici	23
Costo Totale	23
Impianti Termici di pari potenza	23
1.9.2 CONFRONTO FRA I COSTI MEDI DEGLI IMPIANTI	23
Costi medi degli impianti:	24
Tempi medi di utilizzo:	24
Percentuale media di produttività:	24
Valore equivalente medio per MW installato:	24
1.9.3 UN CONFRONTO UTILE	26
1.10 COME SI GIUSTIFICA LA POLITICA ENERGETICA EUROPEA	27
2. ENERGIA SOLARE	29
2.1 CALCOLO DELLA RADIAZIONE SOLARE MEDIA (SOLAR ENERGY AVAILABILITY)	29
2.1.1 METODO DI LIU E JORDAN	33
2.1.2 ALTRE CORRELAZIONI	34
2.1.3 FENOMENI CHE MODIFICANO LA TRASPARENZA ATMOSFERICA	35
Scattering (Diffusione) atmosferico	35
Assorbimento atmosferico	36
Influenza della <i>massa d'aria</i>	36
2.1.4 RADIAZIONE EMESSA DALLA TERRA	36
2.2 IL CLIMA E INFLUENZE SULLA PROGETTAZIONE IMPIANTISTICA	38
2.3 IL CLIMA RISPETTO ALLE SCALE GEOGRAFICHE	40
2.4 FATTORI CLIMATICI	41
2.4.1 RADIAZIONE SOLARE	41

2.4.2	NUVOLOSITÀ	48
2.4.3	TEMPERATURA DELL'ARIA	48
2.4.4	MOVIMENTI D'ARIA	49
2.4.5	UMIDITÀ DELL'ARIA	49
2.5	CARATTERISTICHE ALEATORIE DELLE ENERGIE ALTERNATIVE	49
2.6	LE CARTE SOLARI	50
2.6.1	CARTE ELIODIADROMICHE	50
3.	<u>IMPIANTI SOLARI CON COLLETTORI PIANI</u>	58
3.1	IMPIANTI SOLARI TERMICI	58
3.2	ANALISI DEL FUNZIONAMENTO	59
3.2.1	RELAZIONE DI HOTTEL WHILLIER BLISS	61
3.2.2	EFFICIENZA DI RACCOLTA DELL'ENERGIA SOLARE	63
3.2.3	ESEMPI APPLICATIVI	67
	Calcolo di $(\alpha\tau)_e$	67
	Calcolo efficienza di un collettore solare piano	67
3.3	RISCALDAMENTO SOLARE DELL'ACQUA SANITARIA	69
3.4	CRITERI DI PROGETTO PER I SISTEMI LOCALIZZATI	71
3.5	SISTEMI CENTRALIZZATI PER L'ACQUA CALDA SANITARIA	73
3.5.1	CRITERI DI PROGETTO DI UN IMPIANTO CENTRALIZZATO	74
3.6	METODO F - CHART	75
3.6.1	OSSERVAZIONI SUL METODO <i>F-CHART</i>	76
4.	<u>IMPIANTI SOLARI DI POTENZA</u>	78
4.1	IMPIANTI SOLARI TERMICI DI POTENZA	78
4.2	DESCRIZIONE GENERALE DELL'IMPIANTO SOLARE	79
4.3	LA CENTRALE A CICLO COMBINATO	80
4.3.1	GENERALITÀ SUGLI IMPIANTI COMBINATI GAS – VAPORE	80
4.3.2	IL GVR DEL CICLO COMBINATO	82
4.4	L'IMPIANTO SOLARE	84
4.4.1	I CONCENTRATORI PARABOLICI LINEARI	84
4.5	BILANCI DI ENERGIA NEI SOTTOINSIEMI DELLA CENTRALE SOLARE	87
4.6	CONCLUSIONI SUL SOLARE TERMODINAMICO	87
4.7	IMPIANTI A TORRE CENTRALE	89
4.8	IMPIANTI CON COLLETTORI LINEARI DI FRESNEL	94
4.9	L'ACCUMULO TERMICO PER GLI IMPIANTI SOLARI TERMODINAMICI	97
	Il sistema a due serbatoi a livello variabile:	99
5.	<u>IMPIANTI SOLARI FOTOVOLTAICI</u>	101
5.1	FISICA DI BASE DELLE CELLE FOTOVOLTAICHE	101
5.2	DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO FOTOVOLTAICO	112
5.2.1	CRITERI DI DIMENSIONAMENTO DEGLI IMPIANTI FOTOVOLTAICI	112
	Controllo di potenza	112
	Potenzialità del fotovoltaico	112
	Resa Nominale di un impianto fotovoltaico	114
6.	<u>ENERGIA EOLICA</u>	115

Mulini a vento ad asse verticale	115
Mulini a vento ad asse orizzontale	115
Generazione di energia elettrica	115
6.1 LE RISORSE EOLICHE IN ITALIA	119
6.2 PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO DELLE MACCHINE EOLICHE	119
6.3 ENERGIA EOLICA	120
6.3.1 DISTRIBUZIONE DI WEIBULL	120
6.3.2 TURBINA IDEALE	121
6.3.3 TURBINA REALE	122
Rendimento della macchina (<i>Wind Turbine Efficiency</i>)	122
Capacity Factor C_F	122
Availability Factor A_F	122
6.4 POTENZA MASSIMA UTILIZZABILE (TEORIA DI BETZ)	125
6.5 POTENZA REALE	127
6.6 CONVERSIONE DELLA ENERGIA DEL VENTO E CARATTERISTICA POTENZA-RESA VELOCITÀ DEL VENTO	128
6.7 CARATTERISTICHE DEL VENTO	129
6.8 CARATTERISTICHE DEI ROTORI	130
7. SOLAR COOLING	132
7.1 SOLAR COOLING	132
7.1.1 MACCHINE AD ASSORBIMENTO AD ALIMENTAZIONE SOLARE	132
7.1.2 DEUMIDIFICATORE AD ASSORBIMENTO IGROSCOPICO	135
Cicli base dei processi DEC	137
Processo standard per climi moderati	139
7.1.3 IL MODELLO DI CALCOLO DEI SISTEMI DEC	141
7.1.4 ANALISI DEL PRIMO MODELLO	142
Ruota essiccante	142
Punto 1	144
Punto 2	144
Punto 8	144
Punto 9	145
Scambiatore rotativo	145
Punto 3	145
Punto 6	145
Punto 7	145
Umidificatori adiabatici	145
Punto 4	146
Collettore solare	146
Scambiatore di calore per acqua sanitaria	147
Grafico del modello	148
7.1.5 SECONDO MODELLO	149
Descrizione del modello	149
7.1.6 TRASFORMAZIONI PSICROMETRICHE NEL SECONDO MODELLO	150
Aria di processo	150
Aria di rigenerazione	151
Impostazioni del modello	153
Risultati modello	155

T=32°C UR=80%	155
7.1.7 MATERIALI ESSICCANTI	161
8. ENERGIA GEOTERMICA	164
8.1 GEOTERMIA E CARATTERIZZAZIONE DEI SISTEMI GEOTERMICI	164
8.2 STRATIGRAFIA DELLA CROSTA TERRESTRE	164
8.3 SISTEMA GEOTERMICO	168
8.4 CLASSIFICAZIONE DEI SISTEMI GEOTERMICI	171
8.4.1 SISTEMI A BASSA ENTALPIA: USO CIVILE E INDUSTRIALE	173
Sistemi ad acqua	177
Sistemi ad acqua superficiale	177
Sistemi ad acqua di sotterranea	178
Vantaggi	179
Svantaggi	179
Sistemi a terreno	179
Sonde verticali (SGV)	179
Dati specifici	183
Sonde orizzontali (SGO)	183
Dati specifici	184
Sistemi a pali energetici	185
Vantaggi sistemi geotermici a bassa entalpia	185
Svantaggi sistemi geotermici a bassa entalpia	186
8.4.2 SISTEMI A BASSA ENTALPIA: USO AGRICOLO	186
Coltivazioni aperte	186
Coltivazioni nelle serre	187
Allevamento animali	188
Acquacoltura	189
8.4.3 SISTEMI A MEDIA ENTALPIA: TELERISCALDAMENTO E/O TELERAFFRESCAMENTO	190
Riscaldamento geotermico	193
Riscaldamento geotermico	193
Vantaggi	193
8.4.4 SISTEMI AD ALTA ENTALPIA: PRODUZIONE INDUSTRIALE DI ENERGIA ELETTRICA	193
Impianti a Contropressione	194
Impianti a Condensazione	194
Impianti a Ciclo Binario	195
8.5 DIMENSIONAMENTO DEI SISTEMI GEOTERMICI	196
8.5.1 METODI DI DIMENSIONAMENTO PER LE SONDE VERTICALI	197
Metodo ASHRAE	197
q_a	198
PLF_m	198
W_c e W_h	198
F_{sc}	199
t_{wi} e t_{wo}	199
t_g	199
t_p	199
R_b	201
R_{ga} , R_{gm} , R_{gd}	202
9. ENERGIA DA BIOMASSE	205
9.1 PRODUZIONE DI ENERGIA DA BIOMASSE	205

9.1 UTILIZZO DELLA BIOMASSA PER CONVERSIONI TERMICHE	207
9.1.1 IMPIANTI DI UTILIZZAZIONE TERMICA	209
10. NORMA UNI TS 11300 PARTE 4	211
10.1.1 FABBISOGNI DI ENERGIA PRIMARIA	212
10.1.2 VALUTAZIONE DELLE EMISSIONI DI CO ₂	213
10.2 IMPIANTI SOLARI	213
10.2.1 SPECIFICA TECNICA	213
Fabbisogno applicato all'impianto solare termico	215
Metodo F-Chart	216
Calcolo del coefficiente di perdita di energia del circuito del collettore	217
TIPOLOGIA DEL COLLETTORE	217
HO	217
	217
	217
IAM	217
COLLETTORI A TUBI SOTTOVUOTO CON ASSORBITORE PIANO	217
0.9	217
1.8	217
0.008	217
0.97	217
COLLETTORI A TUBI SOTTOVUOTO CON ASSORBITORE CIRCOLARE	217
0.9	217
1.8	217
0.008	217
1	217
COLLETTORI PIANI VETRATI	217
0.78	217
3.5	217
0.015	217
0.94	217
COLLETTORI NON VETRATI	217
0.76	217
15	217
0	217
1	217
10.2.2 CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI CORREZIONE DELLA CAPACITÀ DI ACCUMULO FST.	218
x=1	218
INTEGRAZIONE PERMANENTE	218
x=0,7	218
INTEGRAZIONE NOTTURNA	218
x=0,3	218
INTEGRAZIONE D'EMERGENZA	218
Calcolo dell'irradianza incidente sul piano dei collettori	219
10.2.3 FABBISOGNO DI ENERGIA ELETTRICA DEGLI AUSILIARI	219
10.2.4 PERDITE DELL'IMPIANTO SOLARE TERMICO	220
10.2.5 PERDITE DI ACCUMULO	220
10.2.6 PERDITE NELLA DISTRIBUZIONE TRA SISTEMA SOLARE E RISCALDATORE AUSILIARIO	221

10.2.7	PERDITE RECUPERABILI DALL'IMPIANTO SOLARE TERMICO	221
10.2.8	PERDITE RECUPERABILI DAL POZZO DI ACCUMULO TERMICO	221
10.2.9	PERDITE RECUPERABILI DALLA DISTRIBUZIONE	222
10.2.10	PERDITE RECUPERABILI DAGLI AUSILIARI ELETTRICI	222
10.2.11	FRAZIONE SOLARE E RIDUZIONE DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA	222
10.2.12	ESEMPIO DI CALCOLO	222
10.3	IMPIANTI FOTOVOLTAICI	224
10.3.1	SPECIFICA TECNICA	224
10.3.2	PROCEDURA DI CALCOLO	224
10.3.3	ESEMPIO DI CALCOLO	225
10.4	COMUSTIBILE DA BIOMASSE	226
10.4.1	PROCEDURA DI CALCOLO	227
10.4.2	RENDIMENTI DI GENERAZIONE PRECALCOLATI	228
	Fluido termo vettore acqua:	228
	Fluido termo vettore aria	230
10.4.3	GENERALITÀ SUI METODI DI CALCOLO	230
10.4.4	PROCEDURA PER IL CALCOLO DELLE PERDITE DI GENERAZIONE	231
10.4.5	DATI D'INGRESSO DEL GENERATORE	231
	Perdite a carico nullo	233
10.4.6	RENDIMENTI MINIMI A CARICO NOMINALE E INTERMEDIO CALCOLATI SECONDO LA DIRETTIVA 92/42/CEE	234
10.4.7	CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA DEGLI AUSILIARI	234
10.4.8	SOTTOSISTEMA DI ACCUMULO	237
10.4.9	CALCOLO DELLE PERDITE D'ENERGIA RECUPERABILI	237
10.4.10	ENERGIA TERMICA RECUPERABILE DALL'ENERGIA AUSILIARIA ELETTRICA.	238
10.4.11	4.7.2 ENERGIA TERMICA RECUPERABILE DALL'INVOLUCRO DEL GENERATORE.	238
10.4.12	SOTTOSISTEMI MULTIPLI	238
10.4.13	ESEMPIO DI CALCOLO	240
10.5	POMPE DI CALORE	241
10.5.1	POMPE DI CALORE A COMPRESSIONE DI VAPORE	242
10.5.2	POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO	242
10.5.3	CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE IN BASE AL FLUIDO TERMOVETTORE E AL POZZO FREDDO	243
	L'aria	243
	L'acqua	243
10.5.4	APPLICAZIONI DELLA POMPA DI CALORE	244
10.5.5	SPECIFICA TECNICA	244

10.5.6	CORREZIONE DEL COP O DEL GUE AL VARIARE DELLE TEMPERATURE DELLA SORGENTE FREDDA E DEL POZZO CALDO	246
10.5.7	RENDIMENTO DI SECONDO PRINCIPIO	246
10.5.8	FATTORE CORRETTIVO DEL COP O DEL GUE IN BASE AL FATTORE DI CARICO CR	248
10.5.9	CALCOLO DEL FATTORE CORRETTIVO DAI DATI FORNITI DAL COSTRUTTORE	248
10.5.10	CALCOLO DEL FATTORE CORRETTIVO IN BASE A DEI MODELLI DI CALCOLO DI DEFAULT	249
	CD PER UNITÀ AD ASSORBIMENTO ON-OFF	250
	0.1	250
	0.2	250
	0.3	250
	0.4	250
	0.5	250
	0.6	250
	0.7	250
	0.8	250
	0.9	250
	1	250
	0.68	250
	0.77	250
	0.84	250
	0.89	250
	0.92	250
	0.95	250
	0.97	250
	0.99	250
	1	250
	1	250
	CD PER UNITÀ AD ASSORBIMENTO MODULANTI	250
	0.1	250
	0.2	250
	0.3	250
	0.4	250
	0.5	250
	0.6	250
	0.7	250
	0.8	250
	0.9	250
	1	250
	0.72	250
	0.81	250
	0.88	250
	0.93	250
	0.97	250
	0.99	250
	1	250
	1	250
	1	250
	1	250
10.5.11	INTERVALLI DI CALCOLO	250

10.5.12 METODO PER LA DETERMINAZIONE DEI BIN MENSILI	250
10.5.13 PROCEDURA DI CALCOLO	251
10.5.14 POMPE DI CALORE PER PRODUZIONE DI SOLA ACQUA CALDA SANITARIA	252
10.5.15 POMPE DI CALORE PER IL RISCALDAMENTO	252
10.5.16 CALCOLO DEI FABBISOGNI DI ENERGIA	253
10.5.17 ESEMPIO DI CALCOLO	254
10.6 TELERISCALDAMENTO	255
10.6.1 EFFICIENZA DEL TELERISCALDAMENTO	255
10.6.2 TELERAFFRESCAMENTO	256
10.6.3 SPECIFICA TECNICA	256
10.6.4 PERDITE DI POTENZA TERMICA DELLA SOTTOSTAZIONE	258
10.7 COGENERAZIONE	260
10.7.1 EFFICIENZA DI UN IMPIANTO DI COGENERAZIONE	261
10.7.2 TIPOLOGIE DI IMPIANTI COGENERATIVI	261
10.7.3 VANTAGGI DELLA COGENERAZIONE	262
10.7.4 SPECIFICA TECNICA	262
10.7.5 VERIFICA DEL DIMENSIONAMENTO DEI SISTEMI DI ACCUMULO INERZIALE	263
10.7.6 METODI DI CALCOLO	264
10.7.7 METODO DEL CONTRIBUTO FRAZIONALE MENSILE	264
10.7.8 CALCOLO DELLA FRAZIONE COGENERATA	265
10.7.9 FABBISOGNO DI ENERGIA PER LA COMBUSTIONE	266
10.7.10 METODO DEL PROFILO DEL GIORNO MENSILE	267
10.7.11 DETERMINAZIONE DEL PROFILO DI CARICO DEL GIORNO TIPO MENSILE	267
10.7.12 CURVE PRESTAZIONALI STANDARD	270
10.7.13 SISTEMI SENZA ACCUMULO TERMICO INERZIALE	271
Sottosistemi multipli	272
10.7.14 SISTEMI CON ACCUMULO TERMICO INERZIALE	273
10.7.15 SOTTOSISTEMI CON ACCUMULO INERZIALE NON CONGRUO	275
10.7.16 ESEMPIO DI CALCOLO	275
10.8 CONCLUSIONI	277
Solare termico	278
Pompe di calore	278
Teleriscaldamento	279
Cogenerazione	279
10.9 SOFTWARE COMMERCIALE PER LA UNI TS 11300 PARTE 4	279
<u>11. TERMOVALORIZZAZIONE DEI RIFIUTI SOLIDI</u>	<u>285</u>
11.1 SISTEMI A PIROLISI A BASSA TEMPERATURA	287
11.1.1 PROCESSO DI UTILIZZAZIONE DEI RSU	287

11.1.2	FASI PRINCIPALI DEL PROCESSO	288
11.1.3	ESSICCAZIONE DEI RIFIUTI	288
11.1.4	PIROLISI E GASSIFICAZIONE	288
	TORCIA DI SICUREZZA	289
	CRACKING DEI GAS PIROLITICI	289
	MINERALIZZAZIONE DEL COKE DI PIROLISI	290
	LAVAGGIO DEI GAS DI PIROLISI E GASSIFICAZIONE	290
	TRATTAMENTO DELLE ACQUE DI LAVAGGIO GAS	290
	PRODUZIONE DELL'ENERGIA ELETTRICA	291
	RISPETTO DELL'AMBIENTE E CONFORMITÀ ALLE LEGGI	291
11.2	IMPIANTI A GRIGLIA	291
11.2.1	PREPARAZIONE DEL CDR (PRETRATTAMENTO DEI RSU)	291
11.2.2	LA GRIGLIA DI COMBUSTIONE	292
11.2.3	CALDAIA PER IMPIANTI A GRIGLIA	292
11.2.4	PRODUZIONE DI POTENZA ELETTRICA	292
11.2.5	PROBLEMATICHE DI ESERCIZIO DELLE CENTRALI A GRIGLIA	292
11.2.6	REAZIONE COMUNITARIA ALLE CENTRALI A GRIGLIA	294
11.3	CENTRALI CON CALDAIE A LETTO FLUIDO	294
11.3.1	CENNI SUI LETTI FLUIDI	295
11.3.2	APPLICAZIONI DEI LETTI FLUIDI	297
	Caldaia a letto fluido atmosferica (APFB)	297
	Caldaia a letto fluido circolante atmosferica (APCFB)	297
	Caldaia circolante pressurizzata (PCFB)	297
11.3.3	CALDAIA A LETTO FLUIDO	298
11.4	TRATTAMENTO DELLE CENERI DEGLI IMPIANTI A GRIGLIA E A LETTO FLUIDO	298
11.5	IMPIANTI AL PLASMA	300
11.5.1	LA TORCIA AL PLASMA	300
	Modalità di Funzionamento della torcia al plasma	300
	Polarità della torcia della torcia al plasma	301
	Gas attivi utilizzati	302
11.5.2	UTILIZZO DELLA TORCIA PER RSU	302
	Termocinetica e chimica di base	303
11.5.3	IL BILANCIO ENERGETICO	303
11.5.4	SEZIONE DEL REATTORE AL PLASMA	304
11.5.5	IL TRATTAMENTO DEI RIFIUTI	305
11.5.6	LAY-OUT DI UN IMPIANTO AL PLASMA	305
11.5.7	TRASFORMAZIONI DEL PROCESSO AL PLASMA	306
11.5.8	CARATTERISTICHE PRINCIPALI DEL PROCESSO AL PLASMA	306
11.6	SMALTIMENTO DI RIFIUTI SPECIALI	308

11.7	SMALTIMENTO DELLE FRAZIONI DIFFERENZIATE	309
12.	LA COGENERAZIONE	311
12.1	STORIA DELLA COGENERAZIONE	311
12.2	EXERGIA	312
12.3	EFFICIENZA DELL'USO DELL'ENERGIA	314
12.4	IL FATTORE DI QUALITÀ, FQ	315
12.5	ESPRESIONI DEI RENDIMENTI	316
12.6	RISPARMIO ENERGETICO NEL RISCALDAMENTO DEGLI EDIFICI	317
12.7	SISTEMI AD ENERGIA TOTALE, SET	319
12.8	CONFIGURAZIONE DEI SISTEMI ENERGETICI TOTALI (SET)	320
12.9	METODI DI ANALISI PROGETTUALI PER UN SET	322
12.9.1	ANALISI DELLE ESIGENZE DELL'UTENZA	322
12.9.2	SETTORE CIVILE	323
12.9.3	SETTORE INDUSTRIALE	323
12.10	SCELTA DELLA CONFIGURAZIONE	324
12.10.1	OTTIMIZZAZIONE DEGLI IMPIANTI SET	324
12.11	ANALISI ENERGETICA ED ECONOMICA DI UN SET	325
12.12	ANALISI ENERGETICA DI UN SET	325
	Rendimento Elettrico (o Termodinamico) N_E	325
	Rendimento Termico N_T	325
	Rendimento Globale N_{Tot}	326
	Rendimento Exergetico E_{Ex}	326
	Rendimenti di distribuzione	326
	Risparmio di Energia Primaria, R	326
	Costo Marginale del Calore, C_{MT}	326
	Costo Marginale dell'Energia Elettrica, C_{ME}	327
	Modalità di Confronto fra SET ed SC	327
12.13	ANALISI ECONOMICA DI UN SET	327
	Scopi dell'analisi economica	328
	Metodo del Cash Flow Attualizzato	328
	Osservazione sul metodo del Net Cash Flow	331
12.13.1	TEMPO DI RITORNO ATTUALIZZATO DELL'INVESTIMENTO, TAR	332
12.13.2	ANALISI DI SENSITIVITÀ	332
12.13.3	INDICE ENERGETICO IEN	333
12.14	I MOTORI PRIMI DEL SET	334
12.14.1	MOTORI ALTERNATIVI	335
12.14.2	CICLO DIESEL	335
	Ciclo Termodinamico	335
12.14.3	CICLO OTTO	336
12.14.4	COMBUSTIBILI UTILIZZATI DAI DIESEL	337
12.14.5	IMPATTO AMBIENTALE DI UNA LOCALIZZAZIONE DI MOTORI ALTERNATIVI	337
12.14.6	COGENERAZIONE DEI MOTORI DIESEL	339
12.14.7	SCHEMI DI IMPIANTO	339
12.14.8	MOTORI PRIMO CON TURBINE A GAS	340

12.14.9 IL CICLO TERMODINAMICO	342
12.14.10 IMPIANTI DI TERRA	345
12.14.11 COMBUSTIBILI UTILIZZATI DALLE TURBINE A GAS	346
12.14.12 VALUTAZIONE DELL'IMPATTO AMBIENTALE PER LE TURBINE A GAS	346
12.14.13 LA RUMOROSITÀ DEGLI IMPIANTI CON TURBINA A GAS	347
12.14.14 POSSIBILITÀ DI COGENERAZIONE DELLE TURBINE A GAS	347
12.14.15 COMPONENTI DI BASE	349
Turbocompressore	349
Generatore	349
Recuperatore	350
12.14.16 APPLICAZIONI COGENERATIVE (CHP)	351
12.14.17 PRESTAZIONI DELLE MICROTURBINE	351
Recupero di calore	351
Emissioni	352
12.14.18 ESEMPIO DI COGENERATORI CON TURBINE GAS	353
12.14.19 POSSIBILITÀ DI COGENERAZIONE DELLE TURBINE A GAS	354
Impianto a ciclo combinato	354
12.14.20 MICROTURBINE	357
12.15 MOTORE PRIMO CON TURBINA A VAPORE	358
12.15.1 CICLO TERMODINAMICO	359
12.15.2 DISPOSITIVI FONDAMENTALI PER LE CENTRALI TERMICHE A VAPORE	361
La Caldaia	362
La Turbina a vapore	365
Condensatore	366
Pompe di alimentazione in caldaia	366
12.15.3 CICLO HIRN	366
12.15.4 CICLI A SPILLAMENTO	367
12.15.5 COMBUSTIBILI UTILIZZATI	369
12.15.6 POSSIBILITÀ DI COGENERAZIONE	370
Impianti a derivazione e condensazione	370
12.15.7 IMPIANTI A CONTROPRESSIONE	371
12.16 NORMATIVA PER LA COGENERAZIONE	373
12.16.1 EVOLUZIONE DELLE NORMATIVE	373
12.16.2 CRITERIO DI ASSIMILABILITÀ DELLA COGENERAZIONE AGLI IMPIANTI DI AUTOPRODUZIONE A FONTI RINNOVABILI	374
12.16.3 COGENERAZIONE AD ALTO RENDIMENTO (<i>CAR</i>) E INCENTIVI IN VIGORE	376
Il rendimento globale dell'impianto cogenerativo	377
Il rapporto energia/calore <i>Ceff</i>	378
Il <i>PEŚ</i>	379
Incentivo	380
12.16.4 CERTIFICATI BIANCHI	381

12.16.5 CERTIFICATI VERDI	381
12.16.6 DEFISCALIZZAZIONE DEL COMBUSTIBILE PER LA COGENERAZIONE	382
12.17 ESEMPI DI APPLICAZIONI DELLA COGENERAZIONE	383
12.17.1 APPLICAZIONI INDUSTRIALI DELLA COGENERAZIONE	384
12.17.2 IL TELERISCALDAMENTO	384
12.17.3 GLI OSPEDALI	385
12.17.4 IL TERZIARIO	385
12.17.5 LA MICROGENERAZIONE	386
12.17.6 CENTRALI TERMO-ELETTRO-FRIGORIFERE	386
12.18 LA TRIGENERAZIONE	388
12.18.1 LA TURBINA A GAS	389
12.18.2 CALDAIA A RECUPERO, HRSG	389
12.18.3 LA REGOLAZIONE DELL'IMPIANTO DI TRIGENERAZIONE	390
Regolazione della Turbina a Gas mediante IGV	390
Regolazione del carico mediante post combustione	390
Scelta della modalità della regolazione	391
Macchine ad assorbimento	391
12.18.4 COSTI DELL'IMPIANTO DI TRIGENERAZIONE	393
12.18.5 SCELTA DELLA TAGLIA DELL'IMPIANTO	394
Carico Elettrico Imposto (<i>Power Driven</i>)	394
Carico termico Imposto (<i>Heat Driven</i>)	394
Scelta della Turbina a Gas	395
12.18.6 ANALISI ECONOMICA	396
Simulazione dell'Impianto	396
12.19 NUOVI DECRETI SULLA COGENERAZIONE AD ALTO RENDIMENTO	399
Definizione del nuovo regime di sostegno per la cogenerazione ad alto rendimento	400

ELENCO DELLE FIGURE

FIGURA 1: FONTI PRIMARIE DI ENERGIE MONDIALI	4
FIGURA 2: PRODUZIONE DI ENERGIA TOTALE ED ELETTRICA IN ITALIA	4
FIGURA 3: EVOLUZIONE BIOLOGICA DELL'UOMO	5
FIGURA 4: INIZIO DELLE ESIGENZE ENERGETICHE PER L'UOMO	5
FIGURA 5: PRIME MACCHINE A VAPORE	6
FIGURA 6: PIROSCAFO A VAPORE	6
FIGURA 7: CENTRALI TERMOELETTRICHE	7
FIGURA 8: MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA ED AUTOMOBILI	7
FIGURA 9: UN MODERNO AEREO	8
FIGURA 10: UN MODERNO GRATTACIELO	8
FIGURA 11: DISTRIBUZIONE DI NOX NEL MONDO, 2009	9
FIGURA 12: PRODUZIONE DI CO2 NEL MONDO, 2009	9
FIGURA 13: EVOLUZIONE DELLA PRODUZIONE DELLA CO2 DAL 1864 AL 2011	10
FIGURA 14: RISERVE DI PETROLIO NEL MONDO AL 2014	11
FIGURA 15: ENERGIA NUCLEARE NEL MONDO, 2009	12
FIGURA 16: RISERVE DI GAS NEL MONDO	12
FIGURA 17: ANDAMENTO DEL PREZZO DEL BARILE DI PETROLIO FINI AL 2016	13
FIGURA 18: DIPENDENZA ENERGETICA DEGLI STATI EUROPEI AL 2015	13
FIGURA 19: CONSUMI ORI CAPITE DI ENERGIA PRIMARIA NEL MONDO, 2009	14
FIGURA 20: PREVISIONI DI PRODUZIONE DI ENERGIA DA VARIE FONTI	14
FIGURA 21: RISERVE DI SHALE OIL NEL MONDO NEL 2014	15
FIGURA 22: LA TECNOLOGIA DEL FRACKING	16
FIGURA 23: POTENZA DA FONTI ENERGETICHE RINNOVABILI (FER) NEL MONDO, 2006	16
FIGURA 24: DISPONIBILITÀ DI ENERGIA SOLARE IN EUROPA	17
FIGURA 25: CURVA DI CARICO ELETTRICO GIORNALIERO IN ITALIA	18
FIGURA 26: POTENZE ELETTRICHE DURANTE IL GIORNO A DICEMBRE	18
FIGURA 27: POTENZE ELETTRICHE DURANTE IL GIORNO A GIUGNO	19
FIGURA 28: POTENZA MASSIMA EROGATA NEL GIORNO DI PUNTA	20
FIGURA 29: OFFERTA DI ENERGIA ELETTRICA IN ITALIA, 2014	20
FIGURA 30: RICHIESTA DI ENERGIA ELETTRICA IN ITALIA, 2014	21
FIGURA 31: POTENZE NOMINALI INSTALLATE IN ITALIA NEL 2014	21
FIGURA 32: QUADRO SINOTTICO DELLE POTENZE NOMINALI, IN MWe, INSTALLATE NEL 2014	21
FIGURA 33: ORE DI FUNZIONAMENTO MEDIO DEGLI IMPIANTI RINNOVABILI IN ITALIA	22
FIGURA 34: CICLO HIRN CON SPILLAMENTI TRADIZIONALE	25
FIGURA 35: CICLO COMBINATO BRYTON - HIRN	25
FIGURA 36: ESEMPIO DI BATTERIE AA	26
FIGURA 37: CONFRONTO FRA BATTERIE AA	27
FIGURA 38: ANGOLI FONDAMENTALI PER L'IRRADIAZIONE SOLARE.	30
FIGURA 39: : RADIAZIONE SOLARE FUORI DELL'ATMOSFERA E AL SUOLO.	37
FIGURA 40: EFFETTI DELLA MASSA D'ARIA SULLA RADIAZIONE AL SUOLO	37
FIGURA 41: EMISSIONE TERRESTRE - ATMOSFERICA (CURVA A) E DEL CORPO NERO (CURVA B)	38
FIGURA 42: CLASSIFICAZIONE DELLE ZONE CLIMATICHE SULLA TERRA.	39
FIGURA 43: REGIONI CLIMATICHE EUROPEE.	39
FIGURA 44: LOCALITÀ PER LE QUALI SI HANNO STAZIONI CLIMATICHE IN ITALIA.	40
FIGURA 45: IRRAGGIAMENTO SOLARE NEI COMUNI DELLA PROVINCIA DI SIRACUSA.	42
FIGURA 46: IRRADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE (MJ/M ² /GIORNO) A GENNAIO	42
FIGURA 47: IRRADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE (MJ/M ² /GIORNO) A FEBBRAIO	43
FIGURA 48: IRRADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE (MJ/M ² /GIORNO) A MARZO	43
FIGURA 49: IRRADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE (MJ/M ² /GIORNO) AD APRILE	44
FIGURA 50: IRRADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE (MJ/M ² /GIORNO) A MAGGIO	44
FIGURA 51: IRRADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE (MJ/M ² /GIORNO) A GIUGNO	45
FIGURA 52: IRRADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE (MJ/M ² /GIORNO) A LUGLIO	45
FIGURA 53: IRRADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE (MJ/M ² /GIORNO) AD AGOSTO	46

FIGURA 54: IRRADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE (MJ/M ² /GIORNO) A SETTEMBRE	46
FIGURA 55: IRRADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE (MJ/M ² /GIORNO) AD OTTOBRE	47
FIGURA 56: IRRADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE (MJ/M ² /GIORNO) A NOVEMBRE	47
FIGURA 57: IRRADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE (MJ/M ² /GIORNO) A DICEMBRE	48
FIGURA 58: PERCORSO APPARENTE DEL SOLE PER ALCUNI GIORNI DELL'ANNO	51
FIGURA 59: DIAGRAMMA ELIODIADROMICO PER LATITUDINE DI 38 °	52
FIGURA 60: DIAGRAMMA SOLARE PER LATITUDINE DI 37 ° L.N. (CATANIA)	52
FIGURA 61: DIAGRAMMA SOLARE PER LATITUDINE DI 38 ° L.N. (PALERMO)	53
FIGURA 62: DIAGRAMMA SOLARE PER LATITUDINE DI 39° L.N. (CAGLIARI)	53
FIGURA 63: DIAGRAMMA SOLARE PER LATITUDINE DI 40 ° L.N. (LECCE)	54
FIGURA 64: DIAGRAMMA SOLARE PER LATITUDINE DI 41 ° L.N. (NAPOLI)	54
FIGURA 65: DIAGRAMMA SOLARE PER LATITUDINE DI 42 ° L.N. (ROMA)	55
FIGURA 66: DIAGRAMMA SOLARE PER LATITUDINE DI 43° L.N. (PERUGIA)	55
FIGURA 67: DIAGRAMMA SOLARE PER LATITUDINE DI 44 ° L.N. (BOLOGNA)	56
FIGURA 68: DIAGRAMMA SOLARE PER LATITUDINE DI 45 ° L.N. (MILANO)	56
FIGURA 69: DIAGRAMMA SOLARE PER LATITUDINE DI 46 ° L.N. (UDINE)	57
FIGURA 70: FATTORE DI TRASMISSIONE DI ALCUNI TIPI DI VETRO	58
FIGURA 71: SCHEMA DI UN COLLETTORE SOLARE PIANO	59
FIGURA 72: SPACCATO DI UN COLLETTORE SOLARE PIANO	59
FIGURA 73: PERCORSO DELLE RADIAZIONI SOLARI FRA VETRO E PIASTRA	60
FIGURA 74: FATTORE DI ASSORBIMENTO AL VARIARE DL NUMERO DI LASTRE	63
FIGURA 75: COEFFICIENTI GLOBALI DI PERDITA AL VARIARE DEL NUMERO DI VETRI	63
FIGURA 76: RETTA DI EFFICIENZA PER UN COLLETTORE SOLARE PIANO	64
FIGURA 77: ESEMPIO DI CUT-OFF CON UTILIZZATORE AD ALTA TEMPERATURA	65
FIGURA 78: ESEMPIO DI CUT-OFF CON UTILIZZATORE A BASSA TEMPERATURA	66
FIGURA 79: ESEMPIO DI CUT-OFF CON UTILIZZATORE A BASSA TEMPERATURA PER DOCCE	66
FIGURA 80: ANDAMENTO DELLE TEMPERATURE PER CIRCUITO APERTO	67
FIGURA 81: TIPOLOGIE DI ATTACCO DEI TUBI ALLA PIASTRA CAPTATRICE	69
FIGURA 82: SCHEMA DI UN SISTEMA LOCALE PER PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA	70
FIGURA 83: SCHEMA DI INSTALLAZIONE DI UN IMPIANTO SOLARE DOMESTICO	70
FIGURA 84: SCHEMA CIRCUITALE DI UN IMPIANTO SOLARE CON INTEGRAZIONE TERMICA PER RISCALDAMENTO	71
FIGURA 85: BOILER PER SISTEMI LOCALIZZATI CON SCAMBIATORE DEL TIPO TUBE AND TUBE E A SHELL AND TUBE	72
FIGURA 86: SEZIONE DI UN ACCUMULATORE SOLARE AD ACQUA CALDA	73
FIGURA 87: SCHEMA DI UN IMPIANTO CENTRALIZZATO PER LA PRODUZIONE DELL'ACQUA CALDA	75
FIGURA 88: SCHEMA DI INTEGRAZIONE DEL VAPORE SOLARE IN UN IMPIANTO TERMOELETTRICO A CICLO COMBINATO (ENEL)	78
FIGURA 89: GLI SPECCHI PARABOLICI (FONTE ENEL)	79
FIGURA 90: LAYOUT DI MASSIMA (FONTE ENEL)	80
FIGURA 91: CENTRALE ARCHIMEDE	81
FIGURA 92: CENTRALE ARCHIMEDE	81
FIGURA 93: CICLO COMBINATO DI BASE, FONTE ENEL	83
FIGURA 94: CONCENTRATORE PARABOLICO LINEARE	84
FIGURA 95: VISTA IN SCALA DEI SUPPORTI PER I PANNELLI (FONTE ENEL)	85
FIGURA 96: VISTA DALL'ALTO DI UN ELEMENTO DA 10 PANNELLI	85
FIGURA 97: SPECCHI E COLLETTORI IN FASE DI MONTAGGIO (FONTE ENEL)	86
FIGURA 98: MODULI RISPETTIVAMENTE A 8, 6 4 ELEMENTI.	86
FIGURA 99: LAYOUT DEL COLLETTORE	87
FIGURA 100: PARAMETRI RIASSUNTIVI DELL'APPLICAZIONE ALL'IMPIANTO DI PRIOLO GARGALLO	89
FIGURA 101: IMPIANTO SOLARE TERMODINAMICO A TORRE CENTRALE	90
FIGURA 102: IMPIANTO SOLAR TWO IN ESERCIZIO NEGLI ANNI 90 (FONTE NREL)	91
FIGURA 103: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO IMPIANTO SOLAR TWO CON IL SISTEMA DI STORAGE TERMICO A SALI FUSI	91
FIGURA 104: FENOMENI DI BLOCKING E DI SHADOWING SI VERIFICANO QUANDO IL SOLE È BASSO SULL'ORIZZONTE	92
FIGURA 105: STRUTTURA STANDARD DI UN ELIOSTATO	92
FIGURA 106: IMPIANTO PS 10 IN SPAGNA	93
FIGURA 107: LENTE DI FRESNEL	94
FIGURA 108: IMPIANTO EURELIOS DI ADRANO	95
FIGURA 109: IMPIANTO CFLR DI KIMBERLINA	95

FIGURA 110: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO IMPIANTO SOLARE TERMOELETTRICO A CONCENTRAZIONE CON SPECCHI TIPO FRESNEL	96
FIGURA 111: COLLETTORE DI FRESNEL	97
FIGURA 112: IMPORTANZA DELLO STORAGE TERMICO	98
FIGURA 113: IMPIANTO SEGS I CON DUE SERBATOI DI ACCUMULO	98
FIGURA 114: TIPOLOGIA DI ACCUMULO CON DUE SERBATOIO PER IMPIANTI DI TIPO ANDASOL	99
FIGURA 115: SISTEMA DI STORAGE PER LA DIRECT STEAM GENERATION DSG	100
FIGURA 116: LEGGE DI PLANCK PER L'EMISSIONE RADIATIVA DEL CORPO NERO	101
FIGURA 117: DISTRIBUZIONE RADIATIVA DEL CORPO NERO	102
FIGURA 118: DISTRIBUZIONE REALE DELLA RADIAZIONE SOLARE	102
FIGURA 119: DISTRIBUZIONE DELLO SPETTRO DI ALCUNE SORGENTI LUMINOSE	103
FIGURA 120: CURVE ISORADIATIVE PER L'ITALIA	103
FIGURA 121: LA CELLA FOTOVOLTAICA	104
FIGURA 122: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DELLA CELLA FOTOVOLTAICA	104
FIGURA 123: ESEMPIO DI CURVE CARATTERISTICHE PER UNA CELLA FOTOVOLTAICA	105
FIGURA 124: CONFIGURAZIONE DI RETE IN SISTEMI RESIDENZIALI	105
FIGURA 125: COMPONENTI FONDAMENTALI DI UN SISTEMA FOTOVOLTAICO	105
FIGURA 126: CARATTERISTICHE TECNICHE E COSTRUTTIVE DI UN PANNELLO FOTOVOLTAICO	106
FIGURA 127: MODULO DI CELLE FOTOVOLTAICHE	107
FIGURA 128: CONNESSIONE CIRCUITALE DEI MODULI FOTOVOLTAICI	107
FIGURA 129: PARTICOLARE DELL'ARRAY DI CELLE FOTOVOLTAICHE	107
FIGURA 130: TIPOLOGIA DI POSA A INSEGUIMENTO, A CAVALLETTO, SU PALI	108
FIGURA 131: TETTO FOTOVOLTAICO - ESEMPIO DI INSTALLAZIONE	108
FIGURA 132: PARTICOLARI DI INSTALLAZIONE SUI TETTI	108
FIGURA 133: INSTALLAZIONE SU FACCIATE VERTICALI	109
FIGURA 134: INSTALLAZIONE SU FACCIATE INCLINATE	109
FIGURA 135: INSTALLAZIONE DI PANNELLI NELL'ISOLA DI VULCANO – POTENZA 80 kW _{EP}	110
FIGURA 136: IMPIANTI DA 3.3 MW _{EP} DI CAMPO SERRE (SALERNO)	111
FIGURA 137: INSTALLAZIONI PARTICOLARI DI PANNELLI FOTOVOLTAICI	111
FIGURA 138: LA PRIMA TURBINA EOLICA - F. BRUSH (1849-1929)	116
FIGURA 139: GEDSER WIND TURBINE (1956-57)	116
FIGURA 140: MULINI AD ASSI VERTICALI E PRIMO IMPIANTO CON TURBINE DA 630 kW	117
FIGURA 141: AZIONE DEL VENTO	117
FIGURA 142: UTILIZZO DELL'ENERGIA EOLICA	118
FIGURA 143: CAMPO DI GENERATORI EOLICI SU TERRAFERMA	118
FIGURA 144: CAMPO DI GENERATORI EOLICI IN MARE	118
FIGURA 145: GENERATORI EOLICI IN MARE – TORRE DA 133 M E DIAMETRO DI 122 M	119
FIGURA 146: TIPICA DISTRIBUZIONE DI WEIBULL	121
FIGURA 147: UTILIZZO DELL'ENERGIA EOLICA	123
FIGURA 148: DISTRIBUZIONE DI WEIBULL E UTILIZZO DELL'ENERGIA EOLICA	123
FIGURA 149: DISTRIBUZIONE DEL VENTO A TAIWAN	124
FIGURA 150: ESEMPIO DI DATI DI DISTRIBUZIONE DELL'ENERGIA EOLICA	124
FIGURA 151: FRONTESPIZIO DELLA PUBBLICAZIONE DI BETZ	125
FIGURA 152: IPOTESI DI BETZ	125
FIGURA 153: DISTRIBUZIONE DEI FILETTI NEL MULINO REALE	128
FIGURA 154: DISTRIBUZIONE DEI REGIMI DI FUNZIONAMENTO DI UNA TURBINA REALE	128
FIGURA 155: PARAMETRO α	130
FIGURA 156: EVOLUZIONE DEI MODERNI ROTORI	131
FIGURA 157: SCHEMA A BLOCCHI DI UNA MACCHINA AD ASSORBIMENTO CON INTEGRAZIONE SOLARE	133
FIGURA 158: LAYOUT DI UN IMPIANTO AD ASSORBIMENTO INTEGRATO CON ENERGIA SOLARE	133
FIGURA 159: LAYOUT DI UN IMPIANTO AD ASSORBIMENTO PER FAN COIL	134
FIGURA 160: VISTA DI UN ASSORBITORE ALIMENTATO AD ACQUA CALDA CON POTENZA FRIGORIFERA DA 35 kW	134
FIGURA 161: SCHEMATIZZAZIONE DI UN DEUMIDIFICATORE SOLARE	136
FIGURA 162: ESEMPIO DI UTA CON DEUMIDIFICATORE SOLARE	136
FIGURA 163: LAYOUT DI UN DESSICCATORE ALIMENTATO AD ENERGIA SOLARE	136
FIGURA 164: UNITÀ DI TRATTAMENTO ARIA PREDISPOSTA PER L'USO DEL DESSICCATORE SOLARE	137
FIGURA 165: FASE DI RAFFREDDAMENTO EVAPORATIVO	137
FIGURA 166: RAFFREDDAMENTO EVAPORATIVO INDIRETTO	138

FIGURA 167: RAFFREDDAMENTO EVAPORATIVO	138
FIGURA 168: RAFFREDDAMENTO EVAPORATIVO COMBINATO	139
FIGURA 169: PROCESSO STANDARD PER CLIMI MODERATI	139
FIGURA 170: LAYOUT PER UN CICLO SOLAR COOLING DEL TIPO DEC	140
FIGURA 171: SISTEMA DEC ACCOPPIATO A COLLETTORI SOLARI FOR DEUMIDIFICAZIONE SPINTA	140
FIGURA 172: CONDIZIONI OPERATIVE PER UN SISTEMA DEC CON SISTEMA DI BYPASS DEL 25%	140
FIGURA 173: TRASFORMAZIONE PSICROMETRICHE RELATIVE ALL'IMPIANTO DI FIGURA 172	141
FIGURA 174. BILANCIO TERMO-IGROMETRICO DEL SISTEMA DEC STANDARD	141
FIGURA 175: MODELLO DESICCANT BASE	142
FIGURA 176: RUOTA DESICCANTE	143
FIGURA 177: DATI PER IL BILANCIO DELLA RUOTA DESICCANTE	143
FIGURA 178: RISULTATI DEL BILANCIO	144
FIGURA 179: BILANCIO SCAMBIATORE ROTATIVO	145
FIGURA 180: BILANCIO NEGLI UMIDIFICATORI ADIABATICI	146
FIGURA 181: BILANCIO PUNTO 4	146
FIGURA 182: BILANCIO COLLETTORE SOLARE	147
FIGURA 183: BILANCIO DELLO SCAMBIATORE DI CALORE PER ACQUA SANITARIA	147
FIGURA 184: RISULTATI DEL MODELLO DI CALCOLO	148
FIGURA 185: VALORI TERMO IGROMETRICI DEI PUNTI CALCOLATI	148
FIGURA 186: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 1-2	150
FIGURA 187: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 2-3	150
FIGURA 188: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 3-4	150
FIGURA 189: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 4-5	151
FIGURA 190: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 5-6	151
FIGURA 191: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 7-8	151
FIGURA 192: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 8-9	151
FIGURA 193: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 9-10	152
FIGURA 194: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 10-11	152
FIGURA 195: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 11-11B	152
FIGURA 196: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 12-13	152
FIGURA 197: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 13-14	153
FIGURA 198: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 13-14	153
FIGURA 199: BILANCIO ARIA DI PROCESSO - TRASFORMAZIONE 15-16	153
FIGURA 200: IMPOSTAZIONI DEL MODELLO	154
FIGURA 201: CONDIZIONI AMBIENTALI	154
FIGURA 202: DATI PER L'AMBIENTE DA CLIMATIZZARE	154
FIGURA 203: DATI PER L'AMBIENTE DA CLIMATIZZARE	155
FIGURA 204: PUNTI CALCOLATI	155
FIGURA 205: RISULTATI OTTENUTI	156
FIGURA 206: DATI PER AMBIENTE DA CLIMATIZZARE	156
FIGURA 207: PUNTI CALCOLATI	157
FIGURA 208: RISULTATI OTTENUTI	157
FIGURA 209: DATI PER AMBIENTE DA CLIMATIZZARE	157
FIGURA 210: PUNTI CALCOLATI	158
FIGURA 211: RISULTATI OTTENUTI	158
FIGURA 212: DATI PER AMBIENTE DA CLIMATIZZARE	158
FIGURA 213: PUNTI CALCOLATI	159
FIGURA 214: RISULTATI OTTENUTI	159
FIGURA 215: DATI PER AMBIENTE DA CLIMATIZZARE	160
FIGURA 216: PUNTI CALCOLATI	160
FIGURA 217: RISULTATI OTTENUTI	161
FIGURA 218: SOSTANZE ASSORBITRICI - GEL DI SILICE	162
FIGURA 219: SOSTANZE ASSORBITRICI - CLORURO DI LITIO	162
FIGURA 220: SOSTANZE ASSORBITRICI - FILTRI MOLECOLARI	163
FIGURA 221. STRATIGRAFIA CROSTA TERRESTRE	165
FIGURA 222: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA NEL SOTTOSUOLO IN FUNZIONE DELLA LITOLOGIA	165
FIGURA 223>: GRADIENTE DI TEMPERATURA IN FUNZIONE DELLA PROFONDITÀ	166
FIGURA 224: SEZIONE SCHEMATICA, CHE MOSTRA IL MECCANISMO DELLE TETTONICA A ZOLLE.	167

FIGURA 225: RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DI UN SISTEMA GEOTERMICO.	169
FIGURA 226: MODELLO DI UN SISTEMA GEOTERMICO.	170
FIGURA 227: APPLICAZIONI GEOTERMICHE IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA ESTRATTA. DIAGRAMMA DI LINDAL	172
FIGURA 228: APPLICAZIONI GEOTERMICHE IN KENYA	173
FIGURA 229: SCHEMA DEI COMPONENTI DI UNA PdC	174
FIGURA 230: ESEMPIO SCHEMA PdC PER UN EDIFICIO	174
FIGURA 231: ESEMPIO SCHEMA PdC A CICLO INVERSO PER UN EDIFICIO	175
FIGURA 232: TIPOLOGIE DI PdC	176
FIGURA 233: . ESEMPIO SONDE GEOTERMICHE PER USO CIVILE ED INDUSTRIALE	176
FIGURA 234: SONDE PER SISTEMI AD ACQUA	177
FIGURA 235: ESEMPI DI SISTEMI AD ACQUA SUPERFICIALE	178
FIGURA 236: ESEMPI DI SISTEMI AD ACQUA DI FALDA	178
FIGURA 237: ESEMPI DI ACCUMULO STAGIONALE PER SISTEMI AD ACQUA DI FALDA	178
FIGURA 238: SCHEMA DI SONDE A PRELIEVO DI ACQUA DI FALDA	179
FIGURA 239: SONDE GEOTERMICHE VERTICALI	180
FIGURA 240: ESEMPIO SONDA GEOTERMICA VERTICALE	180
FIGURA 241: DISPOSIZIONE TUBI NELLE SONDE VERTICALI	181
FIGURA 242: FUNZIONAMENTO SISTEMA A SGV	182
FIGURA 243: APPLICAZIONE SONDE SGV AD UN EDIFICIO	182
FIGURA 244: SCHEMA APPLICATIVO SONDE ORIZZONTALI	183
FIGURA 245: TIPOLOGIE SONDE ORIZZONTALI	184
FIGURA 246: ESEMPIO PALI ENERGETICI	185
FIGURA 247: ESEMPIO DI APPLICAZIONE IN CAMPO AGRICOLO	186
FIGURA 248: CURVE DI ACCRESCIMENTO DI VERDURE (BEALL E SAMUELS 1971)	187
FIGURA 249: SISTEMI DI RISCALDAMENTO DELLE SERRE GEOTERMICHE.	188
FIGURA 250: EFFETTI DELLA VARIAZIONE DI TEMPERATURA SULLA CRESCITA E PRODUZIONE	189
FIGURA 251: LA GEOTERMIA E L'AGRICOLTURA PROTETTA IN ITALIA	190
FIGURA 252: ESEMPIO TUBAZIONE PER RETI DI DISTRIBUZIONE	191
FIGURA 253: CENTRALE GEOTERMICA	191
FIGURA 254: ESEMPIO TUBAZIONE PER RETI DI DISTRIBUZIONE	192
FIGURA 255: MODALITÀ DI CONNESSIONE DI UN'UTENZA ALLA RETE DI TELERISCALDAMENTO	192
FIGURA 256: SCHEMA D'IMPIANTO A CONTROPRESSIONE	194
FIGURA 257: SCHEMA D'IMPIANTO A CONDENSAZIONE	195
FIGURA 258: SCHEMA D'IMPIANTO A CICLO BINARIO	195
FIGURA 259: TEMPERATURA DI MANDATA E RITORNO DEL FLUIDO TERMOVETTORE IN FUNZIONE DEL TEMPO	196
FIGURA 260: TEMPERATURA MEDIA DEL FLUIDO TERMOVETTORE IN FUNZIONE DI $\ln(T)$	197
FIGURA 261: VALORI DI F_{sc} IN FUNZIONE DEL COLLEGAMENTO FRA LE SONDE E DELLA PORTATA SPECIFICA	199
FIGURA 262: GRAFICO PER LA DETERMINAZIONE DI $I(X)$	200
FIGURA 263: PENALIZZAZIONE IN TEMPERATURA A LUNGO TERMINE PER GRIGLIA CON SONDE VERTICALI	201
FIGURA 264: COEFFICIENTI PER IL CALCOLO DELLA RESISTENZA TERMICA DI RIEMPIMENTO	202
FIGURA 265: CIRCUITO EQUIVALENTE DELLE RESISTENZE TERMICHE DELLA SONDA	203
FIGURA 266: VALORI DI G IN FUNZIONE DI F_0	204
FIGURA 267: PRODUZIONE DELLA BIOMASSA	205
FIGURA 268: CICLO DEL CARBONIO	206
FIGURA 269: PROCESSI DI CONVERSIONE DELLE RISORSE BIOLOGICHE	206
FIGURA 270: TRASFORMAZIONI TERMICHE DELLE BIOMASSE	208
FIGURA 271: CATENA DEL BIODIESEL	208
FIGURA 272: SCHEMA DI PRODUZIONE DEL BIODIESEL	208
FIGURA 273: CONFRONTO DEL BIODIESEL CON IL COMBUSTIBILE TRADIZIONALE	209
FIGURA 274: SCHEMA D'IMPIANTO A CICLO COMBINATO GAS – VAPORE	209
FIGURA 275: LAYOUT DEL FOGLIO EXCEL RELATIVO AL CALCOLO DEI FABBISOGNI DI RISCALDAMENTO	214
FIGURA 276: LAYOUT DEL FOGLIO EXCEL RELATIVO AL CALCOLO DEI FABBISOGNI PER PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA	215
FIGURA 277. LAYOUT DEI RIQUADRI IN CUI INSERIRE I DATI GEOMETRICI E CLIMATICI	219
FIGURA 278: LAYOUT RELATIVO AI DATI DI INGRESSO NEL FOGLIO EXCEL.	223
FIGURA 279: LAYOUT FABBISOGNI PER PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA E RISULTATI OTTENUTI	223
FIGURA 280: PERCENTUALE DI ENERGIA TERMICA PRODOTTA E DI ENERGIA DA INTEGRARE (IN ROSSO).	223
FIGURA 281: GRAFICO DEL ENERGIA TERMICA PRODOTTA	224

FIGURA 282: LAYOUT DEI QUADRI DI DATI DI INPUT IN EXCEL	225
FIGURA 283: LAYOUT DEL FOGLIO EXCEL RELATIVO AI RISULTATI PER SISTEMA FOTOVOLTAICO.	226
FIGURA 284: FATTORI DI CORREZIONE DEL RENDIMENTO A POTENZA NOMINALE E TEMPERATURA DI TEST	232
FIGURA 285 TEMPERATURA MEDIA DELL'ACQUA IN CONDIZIONI INTERMEDIE E FATTORE DI CORREZIONE.	232
FIGURA 286: PARAMETRI PER LA DETERMINAZIONE DEI RENDIMENTI MINIMI.	234
FIGURA 287: LAYOUT RELATIVO AL CALCOLO DEL RENDIMENTO PRECALCOLATO	240
FIGURA 288: LAYOUT RELATIVO AL CALCOLO DEL RENDIMENTO CON METODO ANALITICO	241
FIGURA 289: SCHEMA DI UNA POMPA DI CALORE A COMPRESSIONE DI VAPORI	242
FIGURA 290: SCHEMA DI UNA MACCHINA AD ASSORBIMENTO	243
FIGURA 291: VALORI DEL COP E DELLA POTENZA TERMICA PER LE TEMPERATURE PREVISTE NEL SERVIZIO DI ACQUA CALDA SANITARIA E SORGENTE FREDDA ARIA ESTERNA.	247
FIGURA 292 INTERPOLAZIONE DEI DATI FORNITI PER SORGENTE CALDA A TEMPERATURA COSTANTE	248
FIGURA 293: DETERMINAZIONE GRAFICA DELLA TEMPERATURA BIVALENTE (PUNTO A CR=1)	249
FIGURA 294: LAYOUT DEI DATI DI INGRESSO DELL'ESEMPIO DI CALCOLO PROPOSTO	254
FIGURA 295: LAYOUT DEI RISULTATI DELL'ESEMPIO DI CALCOLO PROPOSTO	255
FIGURA 296: SCHEMA DI DISTRIBUZIONE MEDIANTE RETE DI TELERISCALDAMENTO	257
FIGURA 297: LAYOUT DATI RICHIESTI PER IL CALCOLO DELLE POTENZE IN USCITA DALLA SOTTOSTAZIONE DI SCAMBIO TERMICO	258
FIGURA 298: LAYOUT RELATIVO AI RISULTATI PER L'ESEMPIO DI CALCOLO PROPOSTO	259
FIGURA 299: LAYOUT RELATIVO AL CALCOLO DEI FATTORI DI CONVERSIONE IN ENERGIA PRIMARIE E DI EMISSIONE DI CO ₂ .	260
FIGURA 300: PRODUZIONE SEPARATA DI ENERGIA TERMICA ED ELETTRICA PRODUZIONE IN COGENERAZIONE	261
FIGURA 301: ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI POTENZA TERMICA PER RISCALDAMENTO NEL MESE DI GENNAIO	269
FIGURA 302: ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI POTENZA TERMICA PER RAFFRESCAMENTO NEL MESE DI LUGLIO	269
FIGURA 303: ANDAMENTO DELLA RICHIESTA DI ACQUA CALDA SANITARIA	270
FIGURA 304: ESEMPIO DI CALCOLO DI CURVE PRESTAZIONALI DA FORMULAZIONE STANDARD	271
FIGURA 305: LAYOUT RELATIVO AI DATI DI INPUT DEL FOGLIO EXCEL	276
FIGURA 306: LAYOUT RELATIVO AI FABBISOGNI DA INSERIRE NEL FOGLIO EXCEL	276
FIGURA 307: LAYOUT RELATIVO AI RISULTATI FORNITI DAL FOGLIO EXCEL	277
FIGURA 308: GRAFICO DELLA PRODUZIONE DI ENERGIA TERMICA DELLE UNITÀ COGENERATIVE	277
FIGURA 309: RISULTATI DELLE VERIFICHE ENERGETICHE	280
FIGURA 310: RENDIMENTI DI EMISSIONE E REGOLAZIONE	280
FIGURA 311: GENERAZIONE	281
FIGURA 312: SELEZIONE DI UN IMPIANTO FOTOVOLTAICO	281
FIGURA 313: ENERGIA ELETTRICA PRODOTTA	282
FIGURA 314: SELEZIONE DEI COLLETTORI SOLARI PIANI	282
FIGURA 315: ENERGIA PRODOTTA DAI COLLETTORI PIANI	283
FIGURA 316: SELEZIONE DI UNA POMPA DI CALORE	283
FIGURA 317: VERIFICA DELL'EFFICIENZA ENERGETICA	284
FIGURA 318: LAYOUT DI PROCESSO PER IMPIANTI A PIROLISI	288
FIGURA 319. SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DI UNA GRIGLIA MARTIN®	293
FIGURA 320: SCHEMA DI CALDAIA A GRIGLIA E DI CICLONE	294
FIGURA 321: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DI UN COMBUSTORE A LETTO FLUIDO	295
FIGURA 322: FORMAZIONE DEL LETTO FLUIDO	296
FIGURA 323: TIPOLOGIA DI LETTI FLUIDI	296
FIGURA 324: TABELLA DI GELDART PER LE DIMENSIONI DELLE PARTICELLE SOLIDE	296
FIGURA 325: SCHEMA DELLA SEZIONE CALDAIA A LETTO FLUIDO E TRATTAMENTO FUMI DI LOMELLINA	299
FIGURA 326: VISTA ASSONOMETRICA DI UNA CALDAIA A LETTO FLUIDO E DEL GENERATORE A RECUPERO	299
FIGURA 327: METAFORA PER GLI IMPIANTI AL PLASMA	300
FIGURA 328: SISTEMI AD ARCO TRASFERITO E NON TRASFERITO	301
· FIGURA 329: SCHEMI PRINCIPALI DI TORCE AL PLASMA	301
FIGURA 330: TEMPERATURE MASSIME RAGGIUNGIBILI CON LE TORCE AL PLASMA	302
FIGURA 331: SCHEMA DEL FUNZIONAMENTO DEL REATTORE AL PLASMA	303
FIGURA 332: TERMOCINETICA E DIGRAMMI DI EQUILIBRIO NELLE TORCE AL PLASMA PER RSU	303
FIGURA 333: BILANCIO ENERGETICO NEL REATTORE AL PLASMA	304
FIGURA 334: COMPOSIZIONE DEL SYNGAS	304
FIGURA 335: COMPOSIZIONE DELLO SLAG	304
FIGURA 336: SEZIONE TIPICA DEL REATTORE AL PLASMA PER RSU	305

FIGURA 337: SCHEMA IMPIANTISTICO	306
FIGURA 338: MATERIALE FUSO IN USCITA DAL REATTORE AL PLASMA	307
FIGURA 339: VARIE TIPOLOGIE DI SLAG RAFFREDDATO	307
FIGURA 340: CONFRONTO DI ALCUNE TIPOLOGIE DI IMPIANTO	308
FIGURA 341: CONFRONTO FRA LE TIPOLOGIE DI RESIDUI	308
FIGURA 342: ANDAMENTO DEL FATTORE DI CARNOT	316
FIGURA 343: SCHEMA DI PRINCIPIO DI UN SET	320
FIGURA 344: SCHEMA CHIUSO DI UN SET	320
FIGURA 345: SCHEMA APERTO DI UN SET	321
FIGURA 346: ANDAMENTO CUMULATIVO DEI CARICHI (DIAGRAMMA DI FREQUENZA)	324
FIGURA 347: INSERIMENTO DI UNA POMPA DI CALORE PER INCREMENTARE IL CARICO ELETTRICO	325
FIGURA 348: SCHEMA A BLOCCHI DI UN CASH FLOW PER UN SET	329
FIGURA 349: ANDAMENTO TIPICO DI UN CASH FLOW NELL'ARCO DI 15 ANNI	330
FIGURA 350: ANDAMENTO DI IEN IN FUNZIONE DEI RAPPORTI DI TRASFORMAZIONE ELETTRICA E TERMICA	334
FIGURA 351: CICLO IDEALE DIESEL	335
FIGURA 352: CICLO OTTO PER MOTORI A BENZINA	336
FIGURA 353: PROPRIETÀ DEI FRAZIONI LEGGERE PER DIESEL	337
FIGURA 354: PROPRIETÀ DEI FRAZIONI PESANTI PER DIESEL	337
FIGURA 355: SPETTRO A BANDA DI TERZI DI OTTAVA DI UN MOTORE A BENZINA	338
FIGURA 356: BILANCIO DI UN MOTORE DIESEL	339
FIGURA 357: SCHEMA DI UN IMPIANTO DI RECUPERO DEL CALORE DI UN MOTORE DIESEL	340
FIGURA 358: SCHEMA DI UN IMPIANTO DI RECUPERO DEL CALORE DI UN MOTORE DIESEL CON ECONOMIZZATORE	341
FIGURA 359: SCHEMA DI IMPIANTO CON MOTORE DIESEL E RECUPERO DI CALORE CON PRODUZIONE DI VAPORE	341
FIGURA 360: CICLO JOULE – BRYTON CON ARIA STANDARD	343
FIGURA 361: LAYOUT DEL CICLO JOULE – BRYTON	344
FIGURA 362: SEZIONE DI UNA TURBINA A GAS PER AEREO	344
FIGURA 363: ANDAMENTO DEL RENDIMENTO DEL CICLO JOULE – BRYTON E DEL RAPPORTO DEI LAVORI	345
FIGURA 364: IMPIANTI A GAS DI TERRA	345
FIGURA 365: BILANCIO ENERGETICO PER UNA TURBINA A GAS	348
FIGURA 366: CICLO COMBINATO A GAS E A VAPORE	348
FIGURA 367: IMPIANTO COGENERATIVO CON TURBINA A GAS : 120 kWe e 146 MWe	349
FIGURA 368: CICLO RIGENERATIVO CON L'EVIDENZIAMENTO DEL CALORE TRASFERITO.	351
FIGURA 369: CICLO RIGENERATIVO A GAS	352
FIGURA 370: ESEMPIO DI MODULO COMPATTO DI COGENERATORE CON TURBINA A GAS	353
FIGURA 371: VISTA FRONTALE DEL MODULO	354
FIGURA 372: INTERNO DEL MODULO TURBEC DA 100 kWe NOMINALI.	354
FIGURA 373: BILANCIO ENERGETICO PER UNA TURBINA A GAS	355
FIGURA 374: CICLO COMBINATO A GAS E A VAPORE	356
FIGURA 375: DIAGRAMMI TERMODINAMICI DI UN CICLO COMBINATO	356
FIGURA 376: LAYOUT DI UN CICLO COMBINATO	357
FIGURA 377: MICROTURBINA	358
FIGURA 378: SCHEMA DI UTILIZZAZIONE DELLE MICROTURBINE	358
FIGURA 379: CURVA DI ANDREWS PER IL VAPORE D'ACQUA	360
FIGURA 380: CICLO DI CARNOT CON VAPORE SATURO	361
FIGURA 381: CICLO DELLE MACCHINE A VAPORE DI RANKINE	362
FIGURA 382: RAPPRESENTAZIONE DEL CICLO RANKINE IDEALE.	363
FIGURA 383: CONFRONTO FRA IL CICLO RANKINE E IL CICLO DI CARNOT	364
FIGURA 384: LAYOUT DI UNA CALDAIA DI POTENZA PER GRANDI CENTRALI	365
FIGURA 385: SCHEMA DI UNA TURBINA A VAPORE	365
FIGURA 386: TURBINA A VAPORE APERTA	366
FIGURA 387: TURBINA A VAPORE AD ANELLI CONTRAPPOSTI	367
FIGURA 388: CICLO HIRN NEL PIANO (T,s)	368
FIGURA 389: CICLO HIRN CON DUE SURRISCALDAMENTI	368
FIGURA 390: CICLI A SPILLAMENTO	369
FIGURA 391; CICLO A VAPORE A DERIVAZIONE E CONDENSAZIONE	371
FIGURA 392: SCHEMA DI UN IMPIANTO A VAPORE CON TURBINA IN CONTROPRESSIONE	372
FIGURA 393: SCHEMA DI UN IMPIANTO A CONTROPRESSIONE CON DUE TURBINE E DUE LIVELLI DI SCARICO VAPORE	372
FIGURA 394: SCHEMA DI UN SET CON TURBINA A VAPORE A CONTROPRESSIONE PER RETI DI TELERISCALDAMENTO	373

FIGURA 395 - AREA DI RISPETTO DELLO IEN	375
· FIGURA 396 - AREA DI RISPETTO DELL'IRE PER IMPIANTI CIVILI ($P_E < 1$ MW)	376
FIGURA 397 - VINCOLI RIGUARDO AL RENDIMENTO GLOBALE	378
FIGURA 398 - MACCHINA VIRTUALE	378
FIGURA 399 - PUNTO 11 DELLA TABELLA A DEL D.LGS. N 504 DEL 26 OTTOBRE 1995	383
FIGURA 400 - PERCENTUALE DI COMBUSTIBILE DEFISCALIZZATO IN FUNZIONE DEL RENDIMENTO ELETTRICO	383
FIGURA 401: SCHEMA DELL'ACCOPIAMENTO DI UN MOTORE PRIMO CON UN COMPRESSORE ED UN GENERATORE	387
FIGURA 402: SCHEMA DI UN IMPIANTO PER TRIGENERAZIONE	388
FIGURA 403: DIAGRAMMA DI SCAMBIO GAS DI SCARICO ACQUA	389
FIGURA 404: SCHEMA IMPIANTISTICO DI UN TRIGENERATORE	390
FIGURA 405: SCHEMA DI UNA MACCHINA FRIGORIFERA AD ASSORBIMENTO	392
FIGURA 406: COPERTURA DEL CARICO TERMICO CON IL POST COMBUSTORE	395
FIGURA 407: ANDAMENTO DEL CASH FLOW ATTUALIZZATO AL VARIARE DELLA POTENZA DELLA TURBINA	396
FIGURA 408: COSTO MEDIO SPECIFICO, γ , DI UNA TURBINA A GAS IN FUNZIONE DELLA POTENZA NOMINALE (X IN KWE)	396
FIGURA 409: RAPPRESENTAZIONE DI UN IMPIANTO DI TRIGENERAZIONE CON GATE CYCLE	398
FIGURA 410: VAN PER VARIE POTENZE DI TURBINE A GAS INSTALLATE	398
FIGURA 411: VAN PER VARIE POTENZE DI TURBINE A GAS	399

ELENCO DELLE TABELLE

TABELLA 1: CALCOLO DEI COEFFICIENTI DI HOTTEL	33
TABELLA 2: DIFFERENZIAZIONE DEL CLIMA	40
TABELLA 3: CALCOLO DELL'ENERGIA RACCOLTA	68
TABELLA 4: DATI RIASSUNTIVI DI CALCOLO	69
TABELLA 5: RESA ENERGETICA NOMINALE MEDIA IN ITALIA	114
TABELLA 6: EFFICIENZE MEDIE DEI PANNELLI FOTOVOLTAICI	114
TABELLA 7: VALORE DEL FATTORE DI CONVERSIONE IN ENERGIA PRIMARIA PER TIPO DI VETTORE ENERGETICO	212
TABELLA 8: VALORE DEL FATTORE DI EMISSIONE DI CO ₂ PER TIPO DI VETTORE ENERGETICO	213
TABELLA 9: PROSPETTO PER CALCOLO DEL COEFFICIENTE A PER FABBISOGNO TERMICO ACS	215
TABELLA 10: PROSPETTO COEFFICIENTI PER CALCOLO DEI FATTORI ADIMENSIONALI X E Y.	217
TABELLA 11: PROSPETTO COEFFICIENTI DI CORRELAZIONE	218
TABELLA 12: VALORI DEL COEFFICIENTE X AL VARIARE DEL TIPO DI INTEGRAZIONE DEL BACK-UP	218
TABELLA 13: VALORI DEL FATTORE DI EFFICIENZA FPV	224
TABELLA 14: VALORI DEL FATTORE DI POTENZA DI PICCO K_{pv} .	225
TABELLA 15: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER CAMINI, STUFE E CUCINE A BIOMASSA E FLUIDO ACQUA	228
TABELLA 16: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER GENERATORI A CARICAMENTO MANUALE ASPIRATI E FLUIDO ACQUA	228
TABELLA 17: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER GENERATORI A CARICAMENTO MANUALE VENTILATI E FLUIDO ACQUA	229
TABELLA 18: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER GENERATORI A CARICAMENTO AUTOMATICO VENTILATI E FLUIDO ACQUA	229
TABELLA 19: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER GENERATORI A CONDENSAZIONE, CARICAMENTO AUTOMATICO VENTILATI	229
TABELLA 20: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER CAMINI, STUFE E CUCINE CON FLUIDO DI SCAMBIO ARIA	230
TABELLA 21: RENDIMENTI PRECALCOLATI PER GENERATORI A CARICAMENTO AUTOMATICO VENTILATI FLUIDO ARIA	230
TABELLA 22: FATTORE DI RIDUZIONE DELLA TEMPERATURA E VALORI CONVENZIONALI DELLA TEMPERATURA DEL LOCALE	233
TABELLA 23: PARAMETRI PER LA DETERMINAZIONE DELLA POTENZA A CARICO Nullo DI DEFAULT	234
TABELLA 24: PARAMETRI PER IL CALCOLO DELLA POTENZA DEGLI AUSILIARI	235
TABELLA 25: VALORI DI DEFAULT PER IL CALCOLO DELLA POTENZA DEGLI AUSILIARI (FLUIDO TERMOVETTORE ACQUA).	236
TABELLA 26: VALORI DI DEFAULT PER IL CALCOLO DELLA POTENZA DEGLI AUSILIARI (FLUIDO TERMOVETTORE ARIA).	236
TABELLA 27: VALORI DI ϕ IN FUNZIONE DEL VOLUME DI ACCUMULO	237
TABELLA 28: FRAZIONE DELLE PERDITE DI CARICO Nullo ATTRIBUITE AL MANTELLO	238
TABELLA 29: FRAZIONI LIMITE DI FABBISOGNO PER SOTTOSISTEMI MULTIPLI E FLUIDO TERMOVETTORE ACQUA	239
TABELLA 30: FRAZIONI LIMITE DI FABBISOGNO PER SOTTOSISTEMI MULTIPLI E FLUIDO TERMOVETTORE ARIA	239
TABELLA 31: TEMPERATURE DI RIFERIMENTO PER LA FORNITURA DEI DATI TECNICI DELLE POMPE DI CALORE	245
TABELLA 32: COEFFICIENTI DI CORREZIONE DEL GUE AI CARICHI PARZIALI PER POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO	250
TABELLA 33: TEMPERATURA DI DEFAULT PER TIPO DI RETE DI DISTRIBUZIONE	258
TABELLA 34: VALORI DEI COEFFICIENTI E DELLE TEMPERATURE DI RIFERIMENTO PER CALCOLO PERDITE	258
TABELLA 35: FATTORI DI CORREZIONE PER IL CALCOLO DELLE PERDITE IN SOTTOSTAZIONE	259
TABELLA 36: CONTRIBUTI FRAZIONALI PER IL CALCOLO DELLA FRAZIONE COGENERATA	266
TABELLA 37: FATTORI PER IL CALCOLO DEL RENDIMENTO MEDIO MENSILE PER UNITÀ AD ASSORBIMENTO	266
TABELLA 38: ESEMPIO DI CALCOLO DELLA DISTRIBUZIONE DEL FABBISOGNO PER RISCALDAMENTO	268
TABELLA 39: CURVE PRESTAZIONALI STANDARD PER MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA E TURBOGAS A COMPRESSORE CENTRIFUGO	271
TABELLA 40: RAPPORTO EXERGIA-POTERE CALORIFICO INFERIORE PER ALCUNI COMBUSTIBILI	317