



Ricerca di Sistema elettrico

Caratterizzazione di un cogeneratore a Fuel Cell e dimensionamento dell'accumulo termico e dello scambiatore

F. Orecchini, A. Santiangeli, F. Zuccari



Università degli Studi
Guglielmo Marconi

Report RdS/PTR(2020)/067

CARATTERIZZAZIONE DI UN COGENERATORE A FUEL CELL E DIMENSIONAMENTO DELL'ACCUMULO TERMICO E DELLO SCAMBIATORE

F. Orecchini, A. Santiangeli, F. Zuccari
Università degli Studi Guglielmo Marconi

Aprile 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - II annualità

Obiettivo: Tecnologie

Progetto: Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Work package: Mobilità

Linea di attività: 2.36 - *Caratterizzazione di un cogeneratore a fuel cell e dimensionamento dell'accumulo termico e dello scambiatore*

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work package: Maria Pia Valentini, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "*Caratterizzazione di un cogeneratore a fuel cell e dimensionamento dell'accumulo termico e dello scambiatore*"

Responsabile scientifico ENEA: Fernando Ortenzi

Responsabile scientifico Unimarconi: Fabio Orecchini

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	5
1.1 LE CELLE A COMBUSTIBILE	5
1.1.1 <i>La tecnologia</i>	5
1.1.2 <i>Analisi di mercato</i>	6
1.2 MACCHINE FRIGORIFERE AD ASSORBIMENTO.....	7
1.2.1 <i>Descrizione</i>	7
1.2.2 <i>Analisi di mercato</i>	8
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	8
2.1 DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO DI CONDIZIONAMENTO DEL BUS.....	8
2.1.1 <i>Architettura del sistema di climatizzazione</i>	9
2.1.2 <i>Caso estivo</i>	10
2.1.3 <i>Caso invernale</i>	11
2.1.4 <i>Dimensionamento dello scambiatore di calore</i>	12
2.1.5 <i>Dimensionamento dei serbatoi</i>	14
CARATTERIZZAZIONE DELLE TECNOLOGIE DELL'IMPIANTO DI TRIGENERAZIONE	14
2.2 LE CELLE A COMBUSTIBILE	15
2.2.1 <i>Caratterizzazione cella SOFC</i>	15
2.3 DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO DI TRIGENERAZIONE	19
2.3.1 <i>Calcolo dei fabbisogni</i>	19
2.3.2 <i>Dimensionamento delle tecnologie dell'impianto</i>	19
2.4 ANALISI DI FUNZIONAMENTO DELL'IMPIANTO.....	23
3 RIEPILOGO DATI DI PROGETTO	25
4 CONCLUSIONI.....	27
5 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	27
6 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	28
<i>Fabio Orecchini</i>	29
<i>Adriano Santiangeli</i>	29
<i>Fabrizio Zuccari</i>	29

Sommario

Gli obiettivi del presente report sono due:

- dimensionare l'impianto di condizionamento a bordo del BUS; serbatoi per lo stoccaggio del fluido termovettore e scambiatore di calore;
- analizzare le prestazioni energetiche di un impianto di trigenerazione con celle a combustibile e una macchina frigorifera ad assorbimento per la produzione del "freddo" per il raffrescamento del BUS elettrico in estate e il calore per il riscaldamento dello stesso in inverno.

A partire dai dati relativi alle caratteristiche del BUS e della sua missione sono stati dimensionati i serbatoi di accumulo e lo scambiatore di calore, determinandone pesi e ingombri per la loro collocazione a bordo.

Per quanto riguarda l'impianto di trigenerazione, attraverso una analisi di letteratura e di mercato (allo scopo di individuare soluzioni tecnologiche già disponibili) è stato dimensionato l'impianto di cui sono state analizzate le prestazioni energetiche nelle diverse condizioni operative: produzione di energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione (30) e calore per l'alimentazione della macchina frigorifera ad assorbimento (80 kW) o per la produzione di acqua calda (30 kW).

Considerando tali fabbisogni sono state dimensionate le macchine utilizzate: una SOFC in configurazione cogenerativa da 55 kW elettrici e 80 kW termici, una macchina frigorifera ad assorbimento alimentata dai fumi di scarico della cella da 35 kW frigoriferi e uno scambiatore di calore a tubi concentrici in controcorrente con una superficie di scambio di 0,0711 m² e due serbatoi coibentati per lo stoccaggio del fluido termovettore di 200 litri di capacità.

L'analisi energetica dell'impianto di trigenerazione dimensionato, dimostra che la tecnologia delle celle a combustibile ad alta temperatura ha caratteristiche adatte all'applicazione studiata fondamentalmente per due motivi: l'elevata flessibilità di esercizio con efficienze (elettriche nel caso di assenza di domanda di calore) e la produzione di calore ad elevata temperatura che consente di produrre "freddo" attraverso macchine frigorifere ad assorbimento il che consente di sfruttare il calore in cogenerazione anche per il raffrescamento estivo.

Un possibile sviluppo della particolarmente interessante della ricerca è quello di investigare soluzioni che consentano di migliorare la flessibilità operativa dell'impianto con efficienze globali elevate. In particolare, una configurazione ampiamente studiata e già disponibile in commercio è quella di una SOFC integrata con una microturbina a gas (SOFC-mTG). Tale soluzione consente di utilizzare il calore di scarico (ad alta temperatura) della SOFC quando c'è richiesta di calore o di utilizzare tale calore per alimentare ma mTG nel caso di assenza di richiesta termica, producendo solo energia elettrica con rendimenti che superano il 60%.

1 Introduzione

Gli obiettivi del presente report sono due:

- dimensionare l'impianto di condizionamento a bordo del BUS; serbatoi per lo stoccaggio del fluido termovettore e scambiatore di calore;
- analizzare le prestazioni energetiche di un impianto di trigenerazione con celle a combustibile e una macchina frigorifera ad assorbimento per la produzione del "freddo" per il raffrescamento del BUS elettrico in estate e il calore per il riscaldamento dello stesso in inverno.

A partire dai dati relativi alle caratteristiche del BUS e della sua missione sono stati dimensionati i serbatoi di accumulo e lo scambiatore di calore, determinandone pesi e ingombri per la loro collocazione a bordo.

Per quanto riguarda l'impianto di trigenerazione, attraverso una analisi di letteratura e di mercato (allo scopo di individuare soluzioni tecnologiche già disponibili) è stato dimensionato l'impianto di cui sono state analizzate le prestazioni energetiche nelle diverse condizioni operative.

1.1 Le celle a combustibile

1.1.1 La tecnologia

Le celle a combustibile sono dei dispositivi elettrochimici che, con reazione isotermica e isobara di ossidoriduzione tra un combustibile all'anodo ed un comburente la catodo, convertono direttamente l'energia chimica in energia elettrica.

Non essendo dei motori termici, le celle a combustibile non sono soggette alle limitazioni del ciclo di Carnot, né alle irreversibilità insite nelle trasformazioni di un ciclo termodinamico: il tutto si traduce in una maggiore efficienza rispetto a processi di conversione indiretta.

La classificazione delle celle a combustibile (FC - fuel cell) può essere:

- In base dell'elettrolita utilizzato:
 - alcaline;
 - ad elettrolita polimerico;
 - ad acido fosforico;
 - a carbonati fusi;
 - a ossidi solidi;
 - a metanolo diretto.
- In base alla temperatura di funzionamento:
 - a bassa temperatura;
 - a alta temperatura.

La prima classificazione indicata, in funzione dell'elettrolita impiegato, è certamente quella a livello internazionale più comunemente utilizzata ed in base a questa, in Tabella 1, si riportano le principali caratteristiche delle differenti celle a combustibile.

Tabella 1. Classificazione Celle a Combustibile.

	CELLE A COMBUSTIBILE – FUEL CELL				
	AFC Alkaline Fuel Cell	PEFC Proton Exchange Fuel Cell	PAFC Phosphoric Acid Fuel Cell	MCFC Molten Carbonate Fuel Cell	SOFC Solid Oxide Fuel Cell
Elettrolita	Idrossido di potassio	Membrana polimerica	Acido fosforico	Carbonato di litio e potassio	Ossido di zirconio drogato
Carrier di carica	OH ⁻	H ⁺	H ⁺	CO ₃ ⁼	O ⁼
Temperatura di esercizio [°C]	60-120	70-100	160-220	600-650	800-1000
Catalizzatore	Pt/Pd Ni	Platino	Platino	Nichel	Non richiesto
Combustibile impianti	Idrogeno puro	Idrogeno, gas riformati	Idrogeno, gas riformati	Idrogeno, gas riformati	Idrogeno, gas riformati, gas da carbone
Efficienza elettrica [%]	60	40-60	40-50	45-55	45-60
Densità di potenza [mW/cm²]	300-500	300-900	150-300	150	150-270
Tempo di avviamento	Minuti	Minuti	1-4h	5-10h	5-10h

È evidente come, in base all'elettrolita impiegato, per la cella a combustibile risultino caratterizzate o fortemente condizionate le seguenti specifiche:

- il campo di temperatura operativo;
- il tipo di ioni e la direzione in cui diffondono attraverso la cella;
- la natura dei materiali costruttivi;
- la composizione dei gas reagenti;
- le modalità di smaltimento dei prodotti di reazione;
- le caratteristiche di resistenza meccanica e di utilizzo;
- la vita delle celle.

1.1.2 Analisi di mercato

Da un'attenta analisi di mercato, in funzione delle caratteristiche energetiche richieste alla cella a combustibile da impiegare, caratteristiche in termini di energia elettrica e termica, si sono individuati i principali produttori di celle a combustibile.

I principali strumenti di ricerca dei produttori sono stati i “Fuel Cell Technologies Market Report” del 2015 e del 2016, a cura del U.S. Department of Energy / Office of Energy Efficiency & Renewable Energy, stampati dal Fuel Cell Technologies Office il primo nell'agosto del 2016 ed il secondo nell'Ottobre 2017.

Di seguito una tabella riassuntiva (Report 2015) con alcuni esempi di celle a combustibile stazionarie disponibili in commercio anche ad uso cogenerativo di calore ed energia (m-CHP).

Dal report del 2016, in funzione delle caratteristiche cercate, sono stati analizzati i principali produttori statunitensi di celle raggruppati tra “large-scale (più di 200 kW)” e “small scale” (fino 200 kW):

Per impianti di potenza superiore ai 200 kW i tre principali produttori statunitensi di celle a combustibile sono:

- Bloom Energy. Produttore di SOFC, uno dei suoi impianti è il sistema di celle a combustibile da 750 kW nella sua sede centrale a New York City con una produzione annua pari a 6 GWh di elettricità pulita. Questo è il secondo sistema di celle a combustibile di Morgan Stanley: il primo è stato installato presso la sede centrale di Purchase, a New York.
- Doosan Fuel Cell America. Produttore di PAFC, uno dei suoi impianti è un sistema di celle a combustibile per la Samsung C&T Corp. and KHNP (70 celle per una potenza complessiva pari a 30,8 MW) per la produzione di energia e calore in un nuovo complesso residenziale a Busan.
- FuelCell Energy. Produttore principalmente di MCFC (anche SOFC), uno dei suoi progetti ha visto la realizzazione di due centrali elettriche a celle a combustibile DFC3000® da 2,8 MW di potenza complessiva, presso il campus Pfizer di Groton, Connecticut, per fornire una parte del fabbisogno elettrico della struttura di ricerca che si estende su una superficie di 160 acri.

Tra i non statunitensi, di indubbio interesse la Mitsubishi Power, per la quale è di indubbio interesse, per l'impiego utile a questo studio, la loro cella SOFC “MEGAMIE 250kW”,

Per impianti di potenza minore interessanti il produttore Dominovas Energy che ha installato il suo primo sistema a celle RUBICON 50-kW SOFC a Johannesburg in South Africa e il produttore Ceres Power che in collaborazione con la Cummins, con l'Università del Connecticut e con la PNNL ha sviluppato un sistema modulare SOFC da 5 kW scalabile fino a 100 kW.

Tabella 2. Esempi di celle a combustibile stazionarie disponibili in commercio 2015 — Prime Power emicro-combined heat and power (m-CHP).

Manufacturer	Product	Type	Output
Ballard Power Systems (Canada)	ClearGen	PEM	Multi-500 kW power banks
Bloom Energy (U.S.)	ES-5700	SOFC	200 kW
	ES-5710	SOFC	250 kW
	UPM-570	SOFC	160 kW
	UPM-571	SOFC	200 kW
Doosan Fuel Cell America (U.S.)	PureCell System Model 400	PAFC	400 kW
Elcore GmbH (Germany)	Elcore 2400	SOFC	300 W
ENEOS CellTech (Japan)	Ene-Farm	PEM	250-700 W
FuelCell Energy (U.S.)	DFC 300	MCFC	300 kW
	DFC 1500	MCFC	1,400 kW
	DFC 3000	MCFC	2,800 kW
	DFC-ERG	MCFC	Multi-MW
Fuji Electric (Japan)	FP-100i	PAFC	100 kW
Hydrogenics (Canada)	MW power plant	PEM	1 MW
Nedstack (the Netherlands)	HP	PEM	2-10 kW (scalable)
	XXL	PEM	2-9.5 kW (scalable)
Panasonic (Japan)	Ene-Farm	PEM	200-750 W
Toshiba (Japan)	Ene-Farm	PEM	250-700 W
	H2One™	PEM	N/A

1.2 Macchine frigorifere ad assorbimento

1.2.1 Descrizione

Macchine frigorifere ad Assorbimento, chiamate anche semplicemente Assorbitori, sono sistemi di refrigerazione e condizionamento ad efficienza energetica, che lavorano utilizzando cascami di calore di scarto derivati da altri processi o da pannelli solari (solar cooling). I fluidi impiegati sono a basso impatto ambientale, non si utilizzano CFC clorofluorocarburi.

Il processo fisico è quello di un liquido che evapora assorbendo calore dall'esterno, principio alla base della maggior parte delle macchine frigorifere. Più specificatamente, i componenti sono i seguenti:

- Generatore di vapore: una soluzione (es: LiBr e acqua) assorbe il calore da fonte esterna (ad esempio fumi di scarto di un altro processo) che comporta un'evaporazione della miscela con conseguente diluizione della stessa;
- Condensatore: qui il fluido cede il calore al circuito di raffreddamento ed il vapore viene raffreddato e condensato ad alta pressione;
- Evaporatore: tra questo e il condensatore è mantenuta (tramite una valvola) una differenza di pressione (tale che la pressione dell'evaporatore sia minore della pressione del condensatore) che permette al refrigerante di evaporare assorbendo il calore dal fluido da refrigerare;
- Assorbitore: qui il refrigerante è riassorbito dalla soluzione completando il ciclo. L'assorbimento provoca la condensazione del refrigerante, quindi occorre sottrarre il calore (ceduto al circuito di raffreddamento)
- Per mantenere la necessaria differenza di pressione tra condensatore ed evaporatore (e, quindi, tra assorbitore e generatore di vapore) è necessario inserire una valvola laminatrice tra condensatore e evaporatore e una pompa tra assorbitore e generatore di vapore.

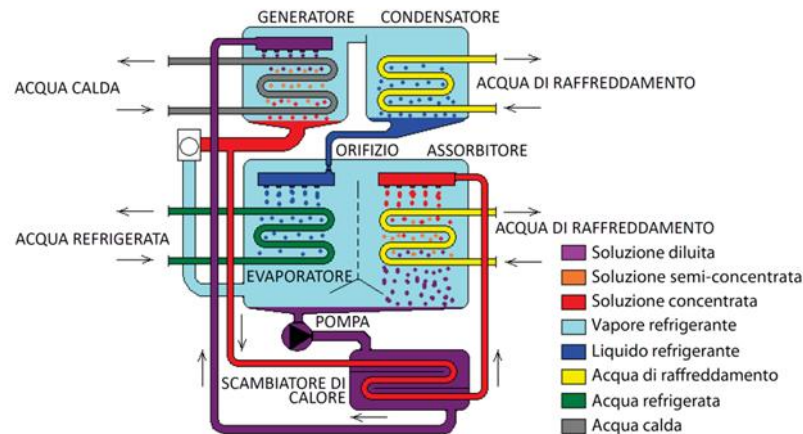


Figura 1. Ciclo di Raffreddamento [fonte: MAYA-YAZAKI].

1.2.2 Analisi di mercato

Da un'attenta analisi di mercato, in funzione delle caratteristiche energetiche richieste agli assorbitori da impiegare, caratteristiche in termini di energia termica (Macchine frigorifere ad assorbimento che utilizzino fumi caldi di scarto), si sono individuati alcuni produttori di assorbitori:

- SYSTEMA S.p.A.
- Zudek
- Tecneuropa (Shuangliang Eco-Energy)
- Maya S.p.A. (Yazaki)
- Robur

L'analisi di mercato condotta ha evidenziato la disponibilità di impiego di Macchine Frigorifere ad Assorbimento alimentate da fumi di scarto e con temperature del refrigerato anche al di sotto dello zero (fino a -30°).

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 Dimensionamento dell'impianto di condizionamento del BUS

Lo scenario di riferimento prevede l'utilizzo di un veicolo Tecnobus modello Gulliver utilizzato per *Trasporto Pubblico Locale* (TPL) con una riserva termica sufficiente per 60 minuti. La Tabella 3 riporta le principali caratteristiche del BUS Gulliver e della missione tipo.

Tabella 3. Principali caratteristiche del BUS Gulliver e della missione tipo.

Energia di trazione [kWh/km]	0,4
Estensione linea [km]	10,0
Velocità media [km/h]	10,0
Durata corsa [h]	1,0
Richiesta energetica per la trazione [kWh]	4,0
Volume climatizzato [m ³]	20,0

2.1.1 Architettura del sistema di climatizzazione

La stazione, o il capolinea, originariamente deputata alla sola ricarica elettrica dei veicoli, diviene una centrale di ricarica “elettro-termica”, in cui il veicolo cede il vettore termico “scarico” sostituendolo con quello “carico”, condizionato dall’impianto cogenerativo a terra.

Il sistema di climatizzazione a bordo del veicolo opera in transitorio termico per la durata della missione-tipo utilizzando dispositivi climatizzatori di tipo “fancoil” opportunamente alimentati dal vettore termico caldo o freddo imbarcato in fase di ricarica “elettro-termica”.

Per la climatizzazione invernale si è assunto di poter stoccare a bordo fluido alla temperatura di 90°C e di sfruttarne il contenuto energetico fino alla temperatura di 45°C. Si è scelto di operare con acqua, intendendo minimizzare i costi e le problematiche di approvvigionamento, l’impatto ambientale e le complicazioni nella gestione del fluido dal punto di vista impiantistico.

Il limite superiore di temperatura risponde alla scelta di non introdurre la pressurizzazione degli impianti e, d’altra parte, risulta ben compatibile con le caratteristiche dei sistemi di cogenerazione a combustione interna. Il limite inferiore risponde invece alle esigenze di funzionamento dei climatizzatori di tipo aerotermo (fancoil), i quali possono essere vantaggiosamente dimensionati su valori minimi di temperatura dell’acqua di immissione che si attestano nell’intorno dei 45°C.

Per la climatizzazione estiva si è assunto di poter imbarcare ghiaccio alla temperatura di -25°C e di sfruttarne il contenuto energetico fino alla temperatura di 10°C. Anche in questo caso si è scelto di operare con un fluido comune, come ad esempio una soluzione di acqua e sale (cloruro di calcio CaCl₂). Il limite superiore di temperatura è vincolato alla necessità di garantire la funzionalità della batteria di deumidificazione e raffreddamento dell’aria.

La Figura 2 riporta lo schema del sistema di trattamento dell’aria a servizio dell’ambiente climatizzato. Il ricambio dell’aria all’interno del veicolo viene spesso affidato all’apertura delle porte e alla ventilazione naturale, con modalità che dipendono dalle particolari condizioni di servizio e di trasporto. In questa analisi, si è ritenuto utile fare riferimento ad uno schema basato su ventilazione forzata, che consente di seguire agevolmente le trasformazioni termoigrometriche nelle diverse fasi del trattamento.

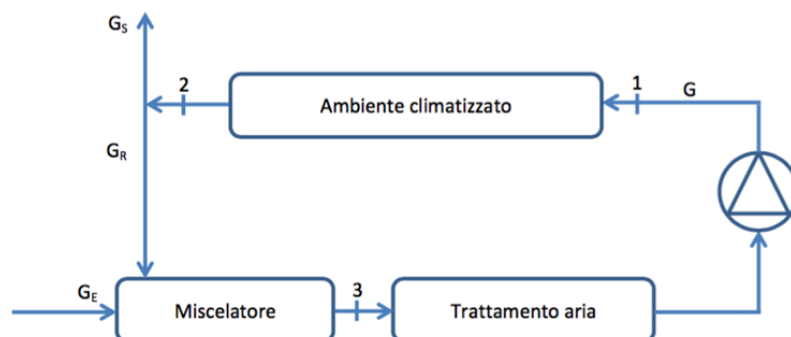


Figura 2. Schema del sistema di trattamento dell’aria a servizio dell’ambiente climatizzato.

Lo schema di impianto riportato in Figura 2 riporta le portate d’aria allo scarico (G_S), di ricircolo (G_R), di captazione esterna (G_E) e di ingresso (G) e le sezioni alle quali sono state calcolate le grandezze termoigrometriche (1,2,3).

2.1.2 Caso estivo

Il sistema di condizionamento viene dimensionato per determinare la potenza termica richiesta dalla sezione di trattamento dell'aria (raffreddamento e deumidificazione). Le condizioni dell'aria umida alla sezione 2 si considerano uguali a quelle dell'ambiente all'interno del locale condizionato (condizioni di progetto).

I parametri e le grandezze per l'analisi preliminare sono riportati in Tabella 1. Nel caso della climatizzazione estiva sono state prese in considerazione due tipologie di accumulo termico, una basata sull'impiego della soluzione (al 25-30%) di cloruro di calcio CaCl_2 in acqua, l'altra basata sull'impiego di ghiaccio; in questo caso si è dimensionato lo stoccaggio (ipotesi cautelativa) considerando solamente il calore latente di fusione.

Tabella 4. Parametri e grandezze per l'analisi preliminare del sistema di condizionamento estivo.

Temperatura obiettivo [°C]	26
Umidità relativa obiettivo	0,5
Temperatura aria esterna [°C]	32
Umidità relativa esterna	0,75
Carico sensibile per trasmissione per unità di volume [W/m³]	35
Volume climatizzato [m³]	20
<i>Carico sensibile per trasmissione [W]</i>	<i>700</i>
Numero di passeggeri	12
Carico termico sensibile per persona [W/persona]	100
Carico termico prodotto dai passeggeri [W]	1.200
Carico termico sensibile per infiltrazioni [W]	0
Carico termico sensibile per sorgenti interne [W]	0
Carico termico sensibile totale [W]	1.900
Portata di vapore immessa dai passeggeri [kg/s]	0,0003
Portata di vapore immessa per infiltrazioni [kg/s]	0
Portata di vapore immessa da sorgenti interne [kg/s]	0
Carico termico latente totale [W]	765
Carico termico totale [W]	2.625
Fattore termico [W]	0,71

Sulla base della richiesta termica di riferimento $R_{th,rif}$, si è ricavata la portata di fluido freddo $\dot{m}_{liq}$ che si suppone di prelevare dal serbatoio di accumulo alla temperatura di immissione T_{imm} , di avviare allo scambio termico e scaricare alla temperatura di ritorno T_{rit} .

$$\dot{m}_{liq} = \frac{R_{th,rif}}{cp(T_{imm} - T_{rit})}$$

Una volta determinata la portata di fluido, si individua il volume di accumulo necessario a coprire il tempo di servizio della missione-tipo (60 minuti).

I risultati del dimensionamento preliminare del sistema di condizionamento sono riportati in Tabella 5.

Tabella 5. Risultati del dimensionamento preliminare del sistema di condizionamento estivo.

Richiesta termica di riferimento [W]	5000
Temperatura di immissione fluido freddo [°C]	-25
Temperatura di ritorno fluido freddo [°C]	10
Calore specifico fluido freddo [kJ/kg K]	2,8
Portata fluido freddo [kg/s]	0,05
Massa volumica fluido freddo [kg/dm ³]	1,2
Portata fluido freddo [dm ³ /min]	2,55
Tempo di servizio [min]	60
Volume fluido freddo [dm ³]	153,06
Massa fluido freddo (soluzione CaCl ₂) [kg]	183,67
Numero equivalente di passeggeri	2,3
Efficienza globale sistema di climatizzazione	0,9
Energia termica stoccaggio [kWh]	5,56
Massa ghiaccio [kg]	66,67

Il parametro “numero di passeggeri equivalenti” mette a confronto la massa di vettore termico imbarcato con la massa di un passeggero medio preso a riferimento (80 Kg).

2.1.3 Caso invernale

I parametri e le grandezze di interesse per l’analisi preliminare sono riportati in Tabella 11.

Tabella 6. Parametri e grandezze per l’analisi preliminare del sistema di condizionamento estivo.

Richiesta termica porte chiuse [W/m ³]	100
Volume climatizzato [m ³]	20
Carico termico per trasmissione [W]	2.000
Temperatura obiettivo [°C]	20
Temperatura esterna [°C]	0
Efficienza recupero termico	0,30
Ricambio di volumi d’aria orario	30
Portata volumetrica ricambio aria [m ³ /h]	600
Massa volumetrica aria [kg/m ³]	1,29
Calore specifico aria [kJ/kg K]	1,005
Portata aria di ricambio [kg/s]	0,22
Carico termico per ricambio aria [W]	3.025,05
Carico termico totale [W]	5.025,05

In modo del tutto analogo al caso estivo, sulla base della richiesta termica di riferimento $R_{th,rif}$, si è ricavata la portata di fluido caldo $\dot{m}_{liq}$ che si suppone di prelevare dal serbatoio di accumulo alla temperatura di immissione T_{imm} , di avviare allo scambio termico e scaricare alla temperatura di ritorno T_{rit} .

$$\dot{m}_{liq} = \frac{R_{th,rif}}{cp(T_{imm} - T_{rit})}$$

Una volta determinata la portata di fluido, si individua il volume di accumulo necessario a coprire il tempo di servizio della missione-tipo (60 minuti).

I risultati del dimensionamento preliminare del sistema di condizionamento sono riportati in Tabella 7.

Tabella 7. Risultati del dimensionamento preliminare del sistema di condizionamento invernale.

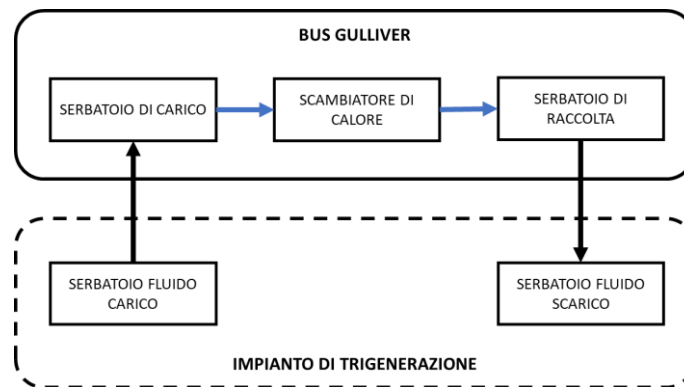
Richiesta termica di riferimento [W]	5.000
Temperatura di immissione fluido caldo [°C]	90
Temperatura di ritorno fluido caldo [°C]	45
Calore specifico fluido caldo [kJ/kg K]	4,186
Portata fluido caldo [kg/s]	0,03
Massa volumica fluido caldo [kg/dm ³]	1,0
Portata fluido caldo [dm ³ /min]	1,60
Tempo di servizio [min]	60
Volume fluido caldo [dm ³]	96,01
Massa fluido caldo [kg]	96,01
Numero equivalente di passeggeri	1,2

2.1.4 Dimensionamento dello scambiatore di calore

La Figura 3 illustra il layout dell'impianto di condizionamento del BUS: al capolinea, è riempito il serbatoio di carica con il fluido termovettore (freddo l'estate, caldo l'inverno) che alimenta lo scambiatore di calore e è inviato al serbatoio di raccolta svuotato a sua volta al capolinea.

Da quanto esposto ai paragrafi 2.1.2 e 2.1.3, risulta che la richiesta termica R_{th} pari a 5.000 W sia in estate che in inverno; ma essendo i fluidi diversi e a diverse condizioni il dimensionamento sarà eseguito per il caso peggiore, riservando un calcolo di verifica finale di controllo.

La differenza di temperatura media logaritmica dello scambiatore risulta pari a 27°C nel caso invernale e 56,8°C nel caso estivo; quindi i calcoli saranno riferiti al caso invernale (caso peggiore, differenza di temperatura media logaritmica dello scambiatore inferiore).

**Figura 3. Layout dell'impianto di condizionamento del BUS.**

Trattandosi di un sistema di condizionamento a bordo del BUS con fluidi con diversi stati di aggregazione (liquido e gas) e volendo ridurre l'ingombro dello scambiatore si considera l'utilizzo uno scambiatore di calore a flussi incrociati a tubi alettati; i parametri per il dimensionamento sono presi dalla manualistica dell'azienda DELTACOIL.

Indicando con A [m²] la superficie di scambio, con R_{th} [W] la richiesta termica (pari a 5.000 W), con U il coefficiente globale di scambio termico [W/m² K] e con ΔT_{LM} [K] la differenza di temperatura media logaritmica e con F il coefficiente di maggiorazione, l'equazione di bilancio è

$$R_{th} = A \cdot U \cdot \Delta T_{LM} \cdot F$$

La superficie di scambio è

$$A = \frac{R_{th}}{U \cdot \Delta T_{LM} \cdot F}$$

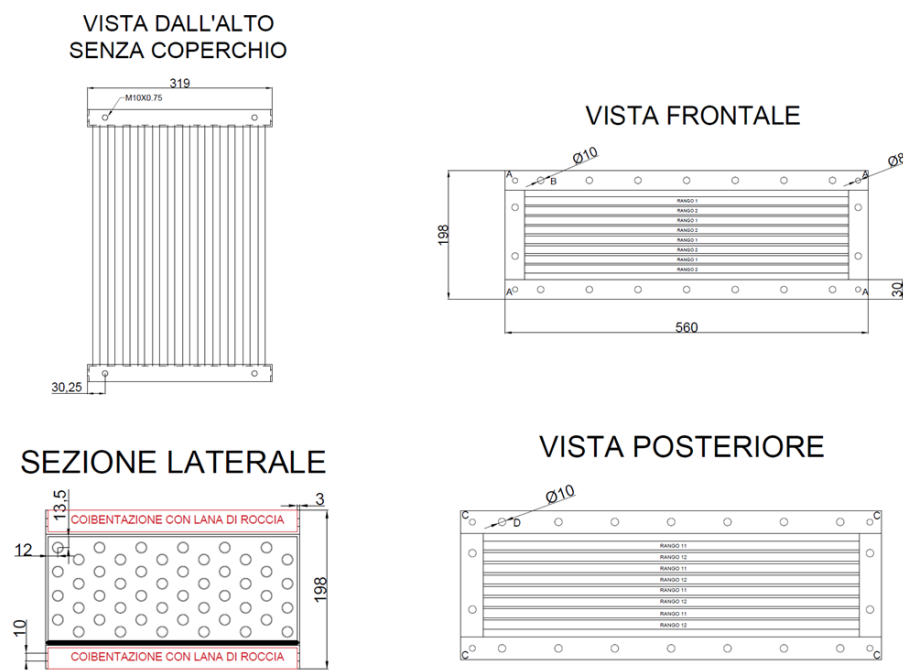


Figura 4. Vista dall'alto (senza coperchio), frontale, laterale e posteriore dello scambiatore.

Il coefficiente di scambio termico globale è posto $U = 80 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, la differenza di temperatura media logaritmica è $\Delta T_{ML} = 27 \text{ K}$ (caso peggiore), la richiesta termica è $R_{th} = 5.000 \text{ W}$. Sulla base delle caratteristiche dello scambiatore scelto, si determina il fattore di maggiorazione F . Il catalogo DELTACOIL offre la scelta di scambiatori con diametro del tubo $\phi_i = 11,3 \text{ mm}$ e $\phi_e = 12 \text{ mm}$.

Dalle caratteristiche dello scambiatore risulta un coefficiente di maggiorazione $F = 0,93$ e, quindi, una superficie di scambio $A = 2,5 \text{ m}^2$.

La Figura 4 riporta la vista dall'alto (senza coperchio), frontale, laterale e posteriore dello scambiatore; la Figura 5 riporta i particolari dei coperchi dello scambiatore.

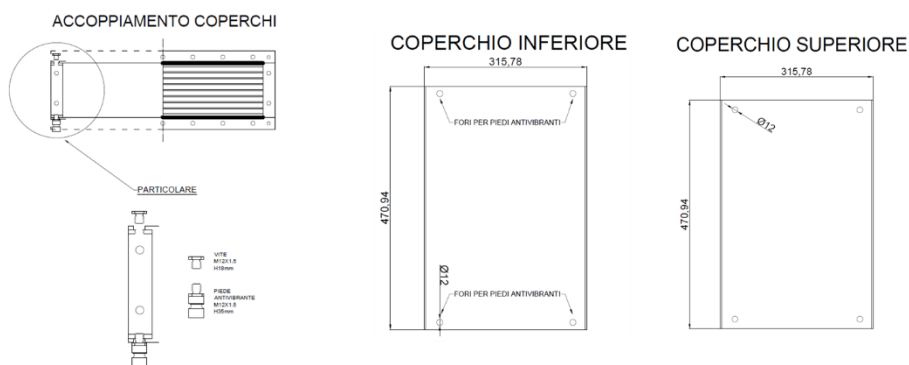


Figura 5. Particolari dei coperchi dello scambiatore.

Una stima dei pesi dello scambiatore è riportata in Tabella 8.

Tabella 8. Stima dei pesi dello scambiatore.

Tubi in Rame	5,304
Alettatura	1,720
Raccordi	1,500
Coperchi	7,087
Piastre laterali	1,000
Totale	16,611

Il calcolo di verifica del coefficiente globale effettivo di scambio termico da $U_{\text{eff}} = 79 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, il che conferma la validità dei calcoli.

Tabella 9. Principali caratteristiche dello scambiatore di calore.

Potenza termica		W	5.000
Superficie di scambio		m²	2,5
Coefficiente globale effettivo di scambio termico		W/m² K	79
Peso		kg	17
Ingombro	Larghezza	m	0,32
	Lunghezza	m	0.56
	Altezza	m	0,20

Le principali caratteristiche dello scambiatore di calore sono riepilogate nella Tabella 9.

2.1.5 Dimensionamento dei serbatoi

I serbatoi sono dimensionati in volume per il caso estivo mentre dal punto di vista termico per il caso invernale (casi peggiori).

I serbatoi dovranno garantire la resistenza meccanica legata agli shock termici e la resistenza alla corrosione dovuta al sale contenuto nell'acqua per il raffreddamento. Il materiale scelto per la realizzazione è l'acciaio INOX in lamiera da 3 mm. Si considerano serbatoi di dimensioni di 800x400x500 mm (capacità 160 litri) rivestiti in lana di roccia di spessore pari a 100 mm. Il coefficiente globale di trasmissione termica dei serbatoi risulta pari a 0,371 W/K.

Tabella 10. Principali caratteristiche dei serbatoi.

Coefficiente globale di trasmissione termica		W/K	0.317
Dispersioni termiche (inverno)		W	26
Dispersioni termiche (estate)		W	19
Coefficiente globale effettivo di scambio termico		W/m² K	79
Peso totale serbatoi acciaio INOX (2 serbatoi)		kg	88
Peso totale coibentante lana di roccia (2 serbatoi)		kg	56
Peso totale		kg	144
Ingombro	Larghezza	m	0,90
	Lunghezza	m	0,60
	Altezza	m	0,50

Le principali caratteristiche dei serbatoi sono riepilogate nella Tabella 10. Ovviamente le misure dell'ingombro sono orientative e possono essere adattate (a parità di capacità) ad eventuali specifiche esigenze di layout a bordo del BUS.

Caratterizzazione delle tecnologie dell'impianto di trigenerazione

L'impianto considerato (Figura 6) è composto da una SOFC per la produzione di energia elettrica in configurazione cogenerativa: i fumi caldi di scarico della cella a combustibile sono utilizzati l'inverno per la produzione di acqua calda alla temperatura di 95°C (utilizzata come fluido termovettore per il riscaldamento del BUS) tramite uno scambiatore di calore e d'estate per alimentare (direttamente) una macchina frigorifera ad assorbimento per la produzione di ghiaccio alla temperatura di -25°C (utilizzato come fluido termovettore per il raffreddamento del BUS). I fluidi termovettori utilizzati sono stoccati a terra in serbatoi coibentati in modo da svincolare i tempi di produzione di tali fluidi (quindi le potenze termiche) dal tempo di carico e scarico di tali fluidi a bordo del BUS. Quando arriva al capolinea il bus "scarica" il

fluido termovettore esausto in uno dei serbatoi e carica nuovo fluido da utilizzare per la climatizzazione dall'altro. La capacità dei serbatoi è di 160 litri.

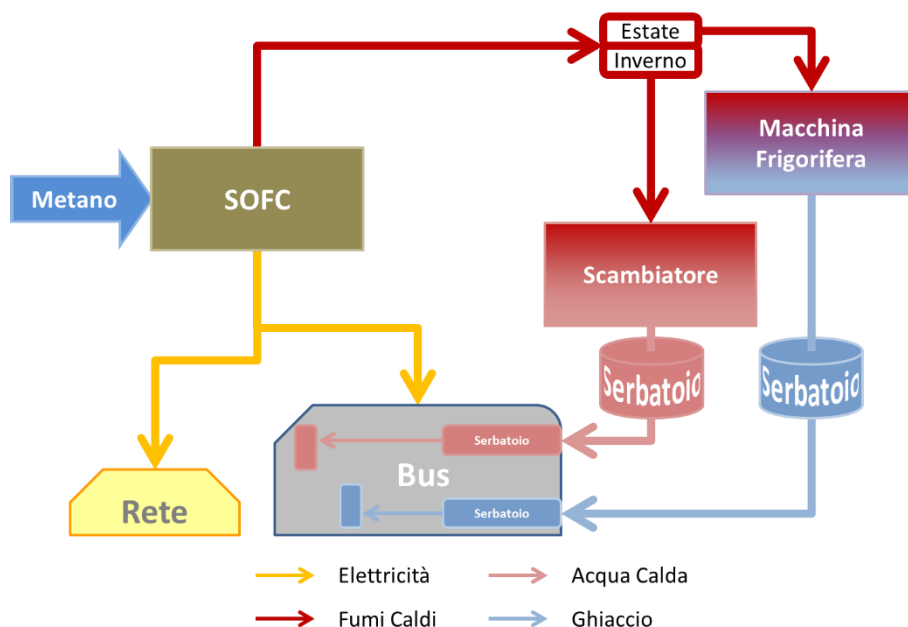


Figura 6. Schema dell'impianto di trigenerazione con celle a combustibile e macchina frigorifera ad assorbimento.

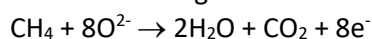
Allo scopo di dimensionare l'impianto sulla base delle specifiche richieste (ricarica della batteria di trazione del BUS e produzione del fluido caldo e freddo per il condizionamento, è stato costruito un modello delle celle a combustibile, sulla base di dati di letteratura [1-8], considerando comunque la disponibilità in commercio delle tecnologie utilizzate, da utilizzare nell'impianto di trigenerazione con celle a combustibile e macchina frigorifera ad assorbimento.

Per quanto riguarda la macchina ad assorbimento, dall'analisi di letteratura [9-11] è stata stimata l'efficienza di funzionamento alle condizioni specifiche considerate.

2.2 Le celle a combustibile

In considerazione dell'ipotesi di utilizzare una macchina frigorifera ad assorbimento per la produzione del fluido freddo per il condizionamento estivo del BUS, e necessario, per avere efficienze accettabili della macchina frigorifera stessa, avere a disposizione calore ad elevate temperature; inoltre il combustibile disponibile è il gas naturale. Per questi motivi la tecnologia di celle a combustibile utilizzata è quella delle SOFC (Solid Oxid Fuel Cell) che hanno temperature di funzionamento di $800 \div 1.000^{\circ}\text{C}$ e possono essere alimentate direttamente con gas naturale grazie alla possibilità del reforming interno.

Infatti, l'alta temperatura di funzionamento influisce positivamente su diversi aspetti: la reattività agli elettrodi, essendo elevata, permette un risparmio sull'uso di catalizzatori costosi a base di Pt e consente di alimentare le celle con combustibili più complessi dell' H_2 , come idrocarburi semplici [1], che possono subire all'anodo un processo di reforming elettrocatalitico, con produzione di CO_2 e H_2O . Per il metano la reazione è la seguente:



L'alta temperatura di funzionamento e la composizione degli elettrodi, comporta che le SOFCs non sono limitate dall'avvelenamento da CO, poiché anch'esso è soggetto al reforming elettrocatalitico e conversione a CO_2 [13].

2.2.1 Caratterizzazione cella SOFC

Assumendo una temperatura di funzionamento pari a 900°C , la Forza Elettromotrice termodinamica (E_t) è pari a 1,04 V; la tensione di lavoro (V) si ottiene considerando le cadute di tensione di attivazione (ΔV_{att}), omiche (ΔV_{hom}) e di concentrazione (ΔV_{att}):

$$V = E_t - \Delta V_{att} - \Delta V_{hom} - \Delta V_{con}$$

Le perdite di attivazione sono causate dalla lenta cinetica con la quale le reazioni possono aver luogo sulla superficie degli elettrodi, e sono connesse allo stadio iniziale della reazione, insorgendo a bassi valori della densità di corrente. Il comportamento delle perdite di attivazione, e quindi la perdita di voltaggio di cella, è stato elaborato da Tafel [14] sulla base di osservazioni sperimentali successivamente convalidate da fondamenti teorici. La perdita di attivazione è funzione della densità di corrente nel modo rappresentato dalla seguente equazione:

$$V_{att} = A \cdot \ln \frac{i}{i_0}$$

dove A e i_0 sono due costanti che dipendono dagli aspetti specifici di ogni tipo di cella. A è detta pendenza di Tafel ed è definita dall'equazione:

$$A = \frac{R \cdot T}{n \cdot F \cdot \alpha}$$

dove α è il coefficiente di trasferimento di carica. Il valore di α dipende dalla reazione coinvolta e dal tipo di materiale di cui sono costituiti gli elettrodi, ma generalmente è compreso nel range 0-1. In particolare per l'anodo di una fuel cell, α è circa pari a 0,5 per una grande varietà di materiali di cui può essere costituito, mentre per il catodo il valore del coefficiente di trasferimento di carica presenta una maggiore variazione, ma nella maggior parte dei casi è compreso tra 0,1 e 0,5.

Un altro parametro da cui dipende la perdita di attivazione è la densità di corrente di scambio i_0 , che rappresenta il valore di densità di corrente che si ha quando i è uguale a zero. Nel caso di densità di corrente nulla infatti, le reazioni elettrodiche si trovano nella condizione di equilibrio e un flusso di elettroni attraversa di continuo l'elettrolita. Questo flusso di elettroni corrisponde a una densità di corrente che è proprio i_0 , e può essere considerato come il valore di densità di corrente al quale la caduta di voltaggio, dovuta alla polarizzazione di attivazione, inizia ad aver luogo. La perdita di attivazione è molto più significativa per le celle a bassa temperatura che per quelle ad alta temperatura (SOFC).

Le perdite ohmiche sono causate dalla resistenza al flusso di ioni nell'elettrolita e dalla resistenza al flusso di elettroni agli elettrodi e alle interconnessioni e sono proporzionali alla corrente:

$$V_{hom} = i \cdot R$$

dove i è la corrente che fluisce attraverso la cella, R è la resistenza totale data dalla somma della resistenza elettronica, ionica e di contatto.

Le perdite di concentrazione si manifestano per elevati valori della densità di corrente. Esse sono causate dall'incapacità dei reagenti di diffondere all'interno dell'elettrolita e/o dall'incapacità dei prodotti di lasciar spazio a nuovi reagenti con una velocità tale da garantire un determinato livello di corrente. Ciò determina la formazione di gradienti di concentrazione che causano una caduta di tensione [14]. La caduta di tensione dovuta ai fenomeni di concentrazione è espressa dall'equazione:

$$V_{con} = -B \cdot \ln \left(1 - \frac{i}{i_L} \right)$$

dove B è una costante che dipende dalla fuel cell e dalle sue condizioni di funzionamento ed è data da:

$$B = \frac{R \cdot T}{n \cdot F}$$

i_L è una misura della massima velocità alla quale i reagenti possono essere forniti agli elettrodi, è detta densità di corrente limite ed è data da:

$$i_L = \frac{n \cdot F \cdot D \cdot C_B}{\delta}$$

in cui C è il coefficiente di diffusione delle specie reagenti, C_B è la concentrazione delle specie reagenti nel bulk, ovvero nella massa dell'elettrolita, e D è lo spessore dello strato di diffusione. La densità di corrente i tende al valore limite i_L quando la concentrazione sulla superficie dell'elettrodo tende a zero, ovvero l'elettrodo è governato solo da fenomeni di diffusione. La densità di corrente non può essere aumentata al di sopra del valore limite poiché il combustibile gassoso non può essere fornito a una velocità più elevata. Inoltre, se i raggiunge il valore limite a un elettrodo, il voltaggio scende rapidamente a zero a prescindere dal valore di densità di corrente limite che si ha all'altro elettrodo.

Quindi, la tensione di lavoro della cella è espressa dalla seguente relazione:

$$V = E_t - \frac{R \cdot T}{n \cdot F \cdot \alpha} \ln \frac{i}{i_0} - i \cdot R + \frac{R \cdot T}{n \cdot F} \ln \left(1 - \frac{i}{\frac{n \cdot F \cdot D \cdot C_B}{\delta}} \right)$$

In Figura 7 è riportata la caratteristica tensione-corrente di una cella SOFC funzionante alla temperatura di 900°C [15].

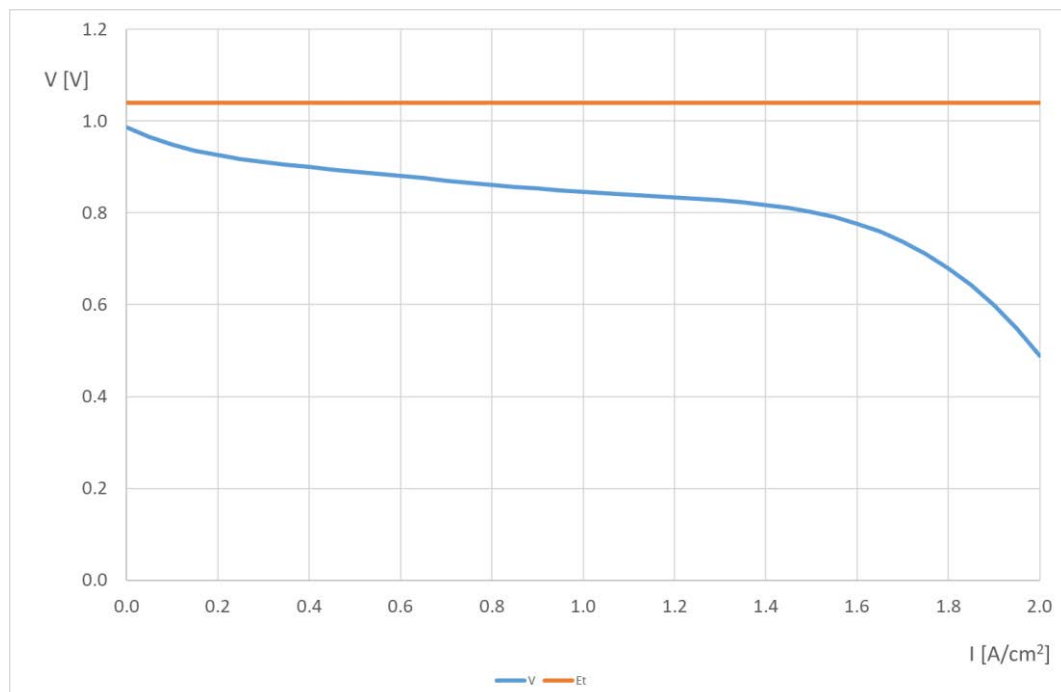


Figura 7. Tensione termodinamica e tensione di lavoro di una cella SOFC in funzione della corrente di cella.

L'efficienza ε è definita come il rapporto tra la potenza elettrica in uscita, generata dalla SOFC e la potenza termica del combustibile in ingresso. Quest'ultima è il prodotto tra la variazione di entalpia $\Delta h^\circ T$ [J/mole] tra la fine e l'inizio dell'ossidazione e il tasso di flusso del combustibile Q_f : tale flusso [SLitri/minuto], per il gas naturale è calcolato dalla seguente relazione:

$$Q_f = \frac{0,00696 \cdot I_{ion} \cdot N}{4,6 \cdot U_f}$$

Dove I_{ion} è la corrente ionica, U_f è l'utilizzo del combustibile e N il numero di stack.

L'efficienza ε è espressa dalla seguente relazione:

$$Q_f = \frac{I \cdot V}{-\nabla_c H_T^0 \cdot Q_f \left(\frac{1}{22,4} \cdot \frac{1}{60} \right)} = \varepsilon_t \cdot \varepsilon_I \cdot \varepsilon_V$$

L'efficienza termodinamica ε_t è:

$$\varepsilon_t = - \frac{2 \cdot (\sum_{n=0}^m (3n + 1) y_n) F \cdot E_0}{-\nabla_c H_T^0}$$

L'efficienza di corrente (o Faradica) ε_I è:

$$\varepsilon_I = - \frac{i}{i_L} U_f$$

L'efficienza di tensione ε_V è:

$$\varepsilon_V = - \frac{V}{E_t}$$

Il valore ε_t di può essere calcolato per ogni specifico combustibile in funzione della temperatura; in Figura 8 è riportata l'efficienza termodinamica per il gas naturale in funzione della temperatura.

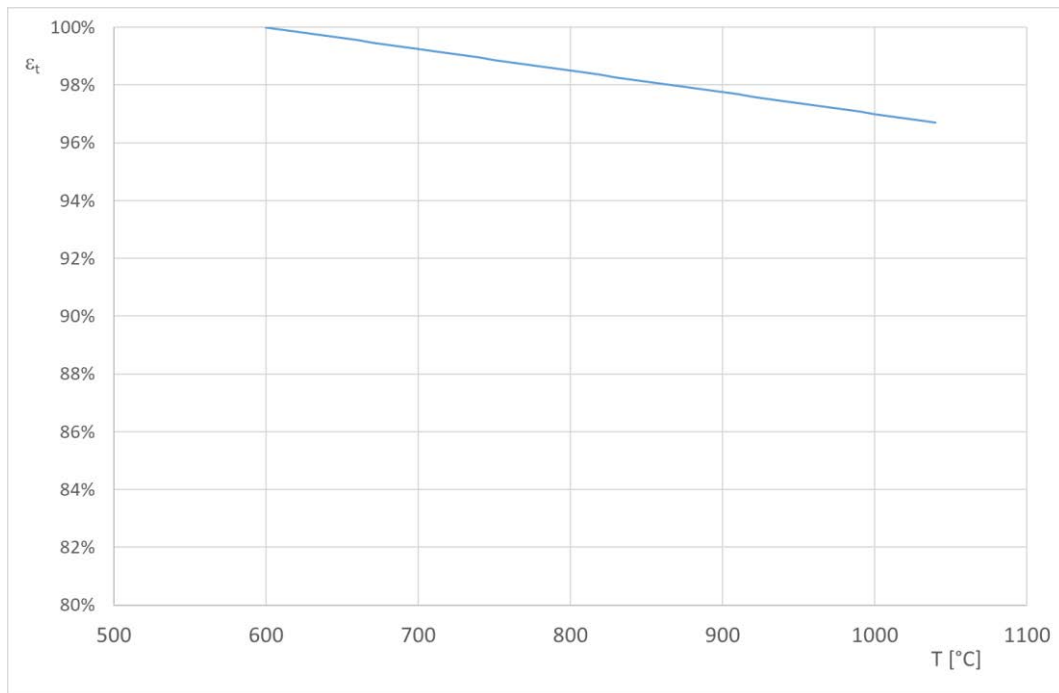


Figura 8. Efficienza termodinamica per il metano in funzione della temperatura.

In Figura 9 è illustrata l'efficienza di una cella SOFC funzionante alla temperatura di 900°C [16].

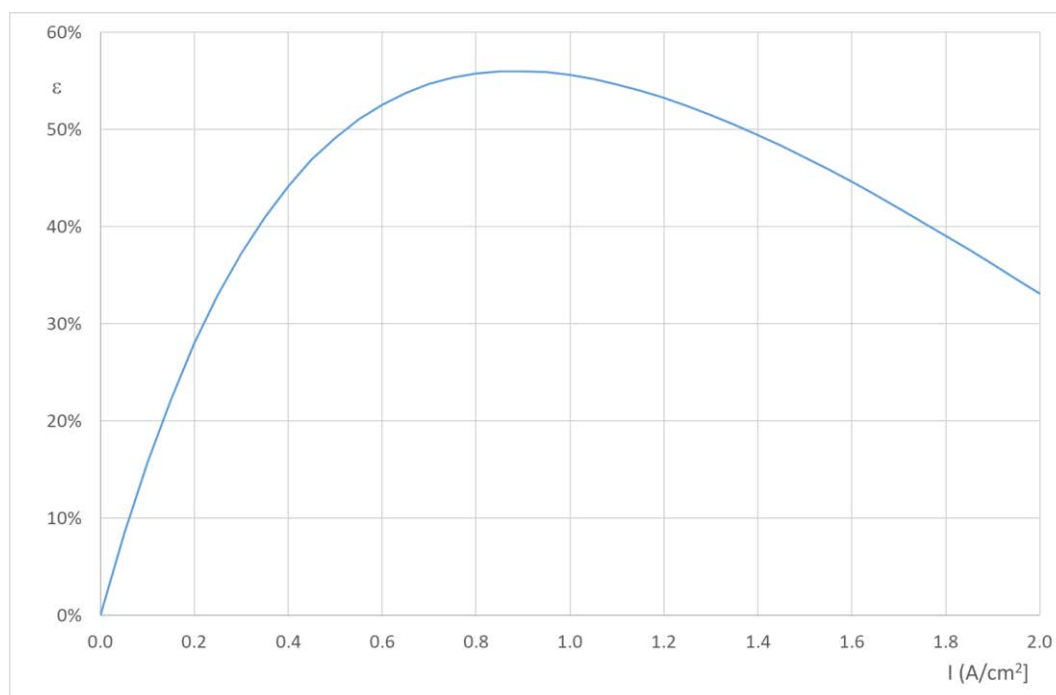


Figura 9. Efficienza globale di una cella a combustibile SOFC in funzione della corrente.

2.3 Dimensionamento dell'impianto di trigenerazione

2.3.1 Calcolo dei fabbisogni

Potenza elettrica per la ricarica delle batterie di trazione del BUS

I consumi del BUS in una missione sono pari a 4 kWh; considerando un tempo disponibile per la ricarica di 8 minuti **la potenza elettrica richiesta è di 30 kW**.

Potenza termica per la produzione di fluido freddo (soluzione di acqua e NaCl₂ al 30%) per il raffrescamento estivo del BUS

Per il raffrescamento estivo ad ogni missione il BUS "carica" a bordo 180 kg di soluzione di acqua e NaCl₂ al 30% alla temperatura di -25°C. Il tempo per la produzione del fluido freddo è fissato in 15 minuti (4 missioni ogni ora). Considerando la temperatura iniziale dell'acqua pari a 10°C, è richiesta una **potenza frigorifera di 20kW**; considerando un'efficienza della macchina frigorifera ad assorbimento pari a 0,4, la **potenza termica richiesta è di 50 kW**.

Potenza termica per la produzione di acqua calda per il riscaldamento invernale del BUS

Per il riscaldamento invernale ad ogni missione il BUS "carica" a bordo 96 kg di acqua alla temperatura di 95°C. Il tempo per la produzione di tale ghiaccio è fissato in 15 minuti (4 missioni ogni ora). Considerando la temperatura iniziale dell'acqua pari a 40°C (la temperatura dell'acqua di "scarico" del sistema di riscaldamento del BUS è di 45°C), è richiesta una **potenza termica di 30 kW**.

2.3.2 Dimensionamento delle tecnologie dell'impianto

SOFC

Sulla base dei fabbisogni, per la cogenerazione è stata considerata una cella con le caratteristiche riportate in Tabella 11.

Il dimensionamento della SOFC è stato calcolato in modo da ottimizzarne il funzionamento alle diverse condizioni di carico definite in base ai fabbisogni di energia:

- *Estate*: energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione e calore per l'alimentazione della macchina frigorifera ad assorbimento per la produzione di ghiaccio per il raffrescamento del BUS;
- *Inverno*: energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione e calore per l'alimentazione per la produzione di acqua calda (tramite uno scambiatore) per il riscaldamento del BUS
- *Primavera/Autunno*: energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione

Tabella 11. Caratteristiche della SOFC.

Temperatura di funzionamento		°C	900
Intensità di corrente alla potenza nominale		A/cm ²	1,4
Superficie cella		cm ²	133
Numero di celle per stack			170
Numero di stack			2
Corrente erogata alla potenza nominale		A	374
Tensione alla potenza nominale		V	139
Potenza elettrica nominale		kW	42,5
Potenza termica disponibile		kW	50,0
Efficienza elettrica			40,5%
Rendimento di cogenerazione			88,1%
Consumo di combustibile		m ³ /h	10,5
Ingombro	Larghezza	m	3,2
	Lunghezza	m	5,7
	Altezza	m	3,3

Grazie alla notevole flessibilità delle celle a combustibile, come illustrato in Figura 10 dove è riportato il rendimento elettrico globale dell'impianto η_{glob} in funzione della potenza erogata (percentuale della potenza nominale) e considerando che la SOFC in studio è costituita da due moduli che possono anche funzionare singolarmente, l'impianto può erogare 10 kW elettrici con un'efficienza del 40,1% fino ad un minimo di 6 kW con un'efficienza elettrica che scende al 34%.

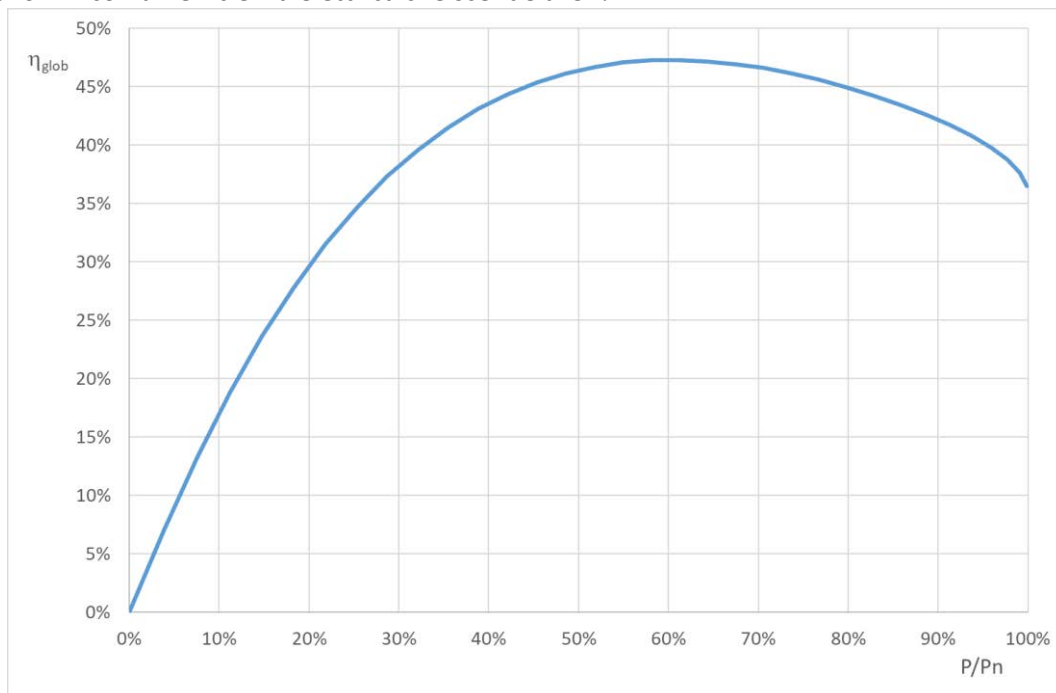


Figura 10. Rendimento elettrico globale dell'impianto in funzione della potenza erogata.

Macchina frigorifera ad assorbimento

La macchina frigorifera ad assorbimento, vista l'elevata temperatura dei fumi caldi è del tipo a doppio effetto di 20 kW. In Tabella 12 sono riportate le principali caratteristiche della macchina frigorifera ad assorbimento utilizzata.

Tabella 12. Principali caratteristiche della macchina frigorifera ad assorbimento.

Portata fumi di alimentazione		kg/h	500
Temperatura in ingresso gas caldi di alimentazione		°C	700
Temperatura in uscita gas di alimentazione		°C	157
Temperatura ingresso fluido raffreddato		°C	10
Portata fluido raffreddato		kg/h	720
Temperatura fluido raffreddato		°C	-27
Efficienza frigorifera			40%
Potenza elettrica assorbita		kW	1
Ingombro	Larghezza	m	1,8
	Profondità	m	1,6
	Altezza	m	1,9

Scambiatore di calore

Trattandosi di fluidi con diversi stati di aggregazione (liquido e gas), si considera uno scambiatore di calore a fascio tubiero a flusso incrociato del tipo illustrato in Figura 11.

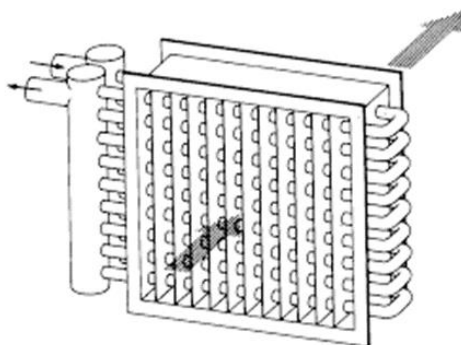


Figura 11. Scambiatore di calore a flusso incrociato.

Allo scopo di ottenere le condizioni idonee per il corretto funzionamento dello scambiatore del fluido caldo in entrata, fumi caldi della SOFC della SOFC (184,5 kg/h a 700°C) sono miscelati con aria a temperatura ambiente (220,4 kg/h a 25°C), in modo da abbassare la temperatura e aumentare la portata del fluido caldo in ingresso allo scambiatore. Lo schema funzionale con portate e temperature in ingresso e in uscita è illustrato in Figura 12.

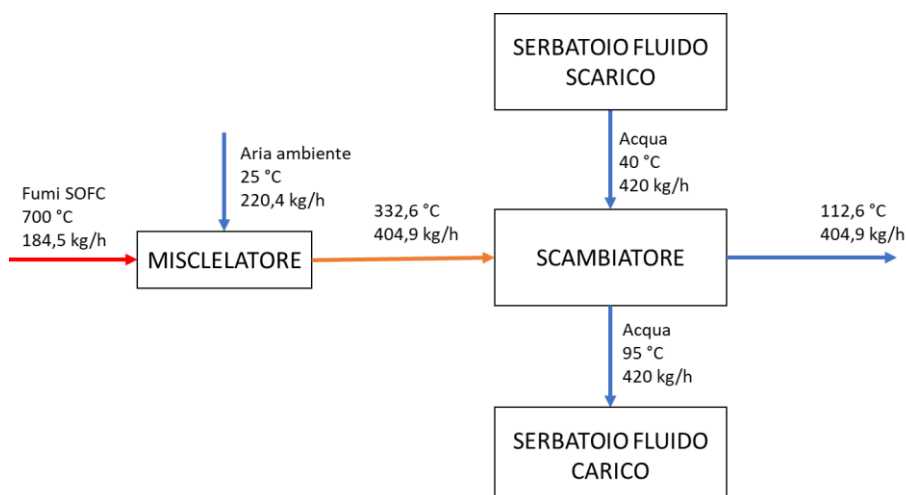


Figura 12. Ingombri dello scambiatore di calore.

Assumendo per lo scambiatore un coefficiente globale di scambio termico $U = 80 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, risulta un coefficiente di maggiorazione $F = 0,85$ e una superficie di scambio $A = 2,4745 \text{ m}^2$.

Fissata una lunghezza dei tubi $L = 500$ mm, sezione e vista frontale dello scambiatore sono illustrati in Figura 13.

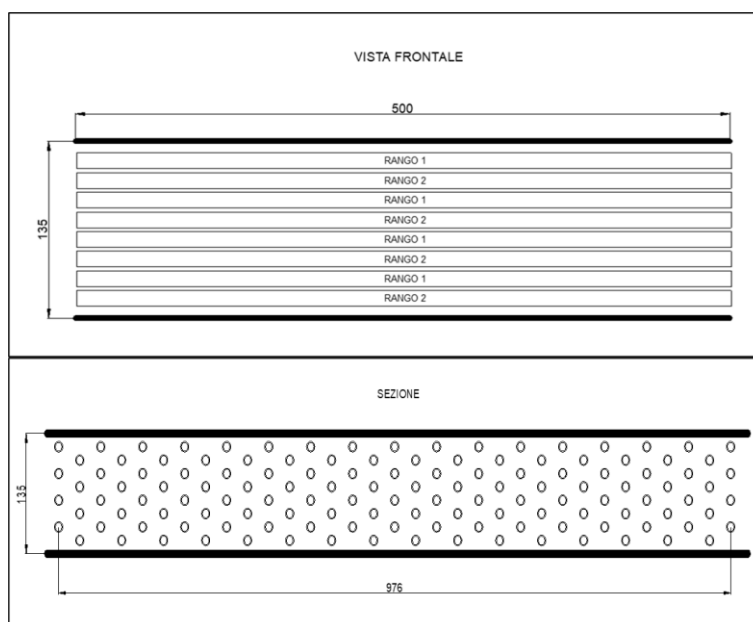


Figura 13. Sezione e vista frontale dello scambiatore di calore.

In tabella sono riportate le principali caratteristiche dello scambiatore di calore a fascio tubiero a flussi incrociati.

Tabella 13. Principali caratteristiche dello scambiatore di calore a fascio tubiero a flussi incrociati.

Portata fluido caldo (fumi+aria)		kg/h	405
Temperatura in ingresso fluido caldo (fumi+aria)		°C	333
Temperatura in uscita fluido caldo (fumi+aria)		°C	113
Portata fluido freddo (acqua)		kg/h	420
Temperatura in ingresso fluido freddo (acqua)		°C	40
Temperatura in uscita fluido freddo (acqua)		°C	95
Ingombro	Larghezza	m	0,2
	Profondità	m	1,0
	Altezza	m	0,5

Serbatoi di stoccaggio

I serbatoi sono dimensionati in volume per il caso estivo mentre dal punto di vista termico per il caso invernale (casi peggiori).

I serbatoi dovranno garantire la resistenza meccanica legata agli shock termici e la resistenza alla corrosione dovuta al sale contenuto nell'acqua per il raffrescamento. Il materiale scelto per la realizzazione è l'acciaio INOX in lamiera da 3 mm. Allo scopo di minimizzare la superficie di scambio con l'ambiente, si considerano serbatoi di forma cilindrica di capacità di 200 litri, rivestiti in lana di roccia di spessore pari a 150 mm. Il coefficiente globale di trasmissione termica dei serbatoi risulta pari a 0,247 W/K.

Tabella 14. Principali caratteristiche dei serbatoi.

Coefficiente globale di trasmissione termica		W/K	0.106
Dispersioni termiche (inverno)		W	10
Dispersioni termiche (estate)		W	6
Ingombro	Diametro	m	0,69
	Altezza	m	0,77

Le principali caratteristiche dei serbatoi sono riepilogate nella Tabella 10.

2.4 Analisi di funzionamento dell'impianto

Di seguito si riporta l'analisi energetica dell'impianto nelle diverse condizioni operative:

- *Estate*: energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione e calore per l'alimentazione della macchina frigorifera ad assorbimento per la produzione di ghiaccio per il raffreddamento del BUS;
- *Inverno*: energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione e calore per l'alimentazione per la produzione di acqua calda (tramite uno scambiatore) per il riscaldamento del BUS
- *Primavera/Autunno*: energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione

Nella configurazione in cui l'impianto produce l'energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione e il calore per l'alimentazione della macchina frigorifera ad assorbimento per la produzione del fluido termovettore alla temperatura di -25°C per il raffreddamento del BUS (Figura 14), l'impianto eroga 42,5 kW elettrici e 50 kW termici con un consumo di gas naturale pari a $5,42\text{ m}^3/\text{h}$: l'efficienza elettrica risulta pari al 40,5% mentre quella di cogenerazione risulta pari all'88,1%. In questa configurazione, a causa dell'elevata potenza termica richiesta, l'impianto produce energia elettrica in eccesso (11,5 kW che possono essere immessi in rete) rispetto al fabbisogno per la ricarica delle batterie del BUS (30 kW) e ai consumi elettrici della macchina frigorifera ad assorbimento.

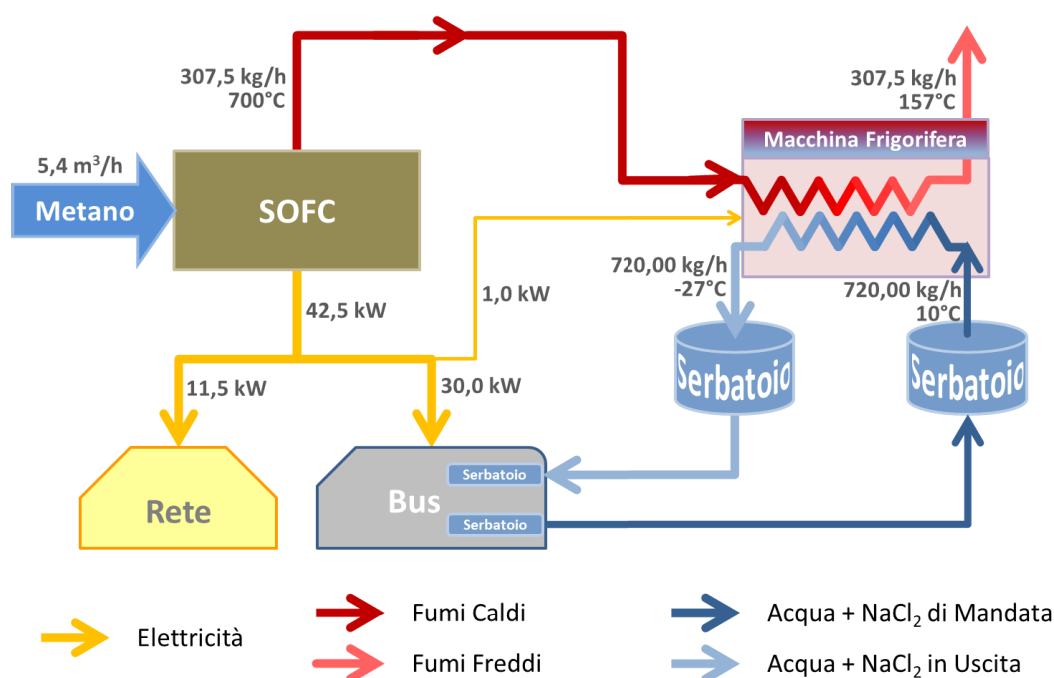


Figura 14. Flussi energetici dell'impianto nel funzionamento con la produzione di energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione e di ghiaccio con la macchina frigorifera ad assorbimento.

Nella configurazione in cui l'impianto produce l'energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione e il calore per la produzione di acqua calda a 95°C per il riscaldamento del BUS (Figura 15), l'impianto eroga 37,5 kW elettrici (con un eccesso di 7,5 kW rispetto ai 30 kW richiesti per la ricarica delle batterie) e 30 kW termici con un consumo di gas naturale pari a $3,56\text{ m}^3/\text{h}$: l'efficienza elettrica risulta pari al 45,5% (decisamente più elevata rispetto al caso precedente) mentre quella di cogenerazione risulta pari all'89,1% (in linea con il caso precedente).

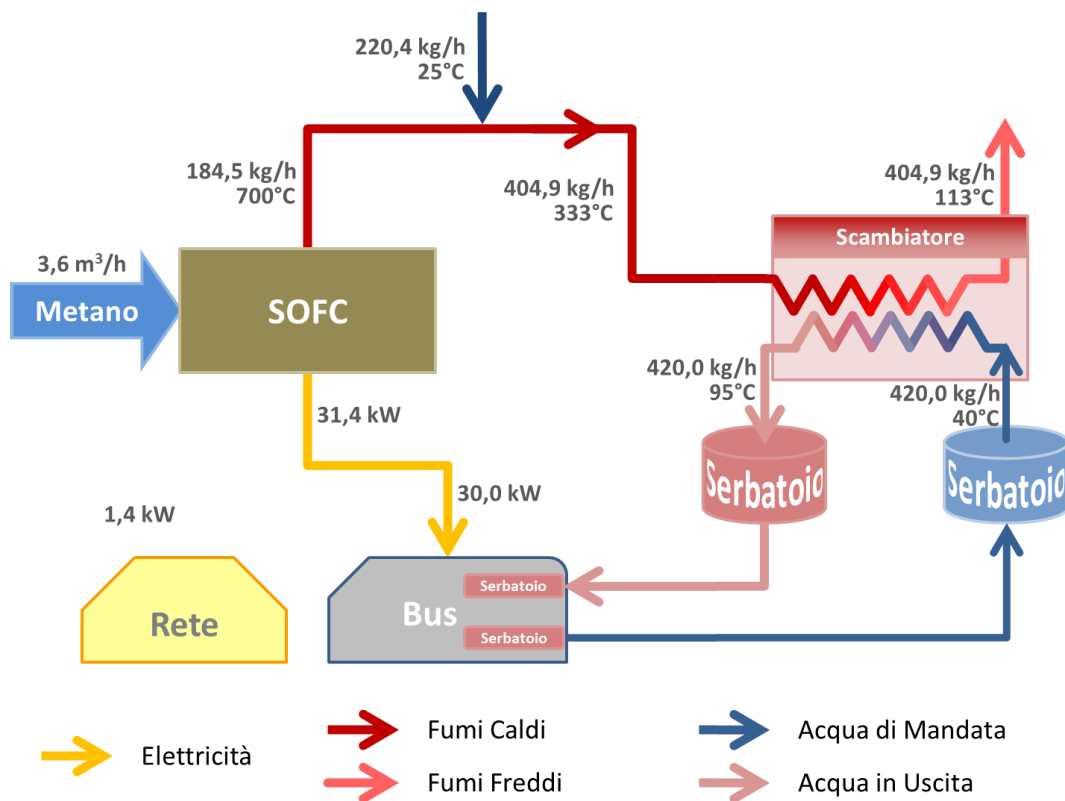


Figura 15. Flussi energetici dell'impianto nel funzionamento con la produzione di energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione e di acqua calda a 95°C.

Nella configurazione in cui l'impianto produce solo l'energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione l'impianto funziona nelle medesime condizioni produce i 30 kW elettrici necessari alla carica del BUS con un consumo di gas naturale di 3,56 m³/h: l'efficienza elettrica risulta pari al 45,8% (la più elevata dei tre casi considerati), ma in assenza di richiesta di calore l'efficienza globale del sistema è notevolmente minore e pari al rendimento elettrico (45,8%), ma comunque elevato rispetto ad altre tecnologie nelle medesime condizioni.

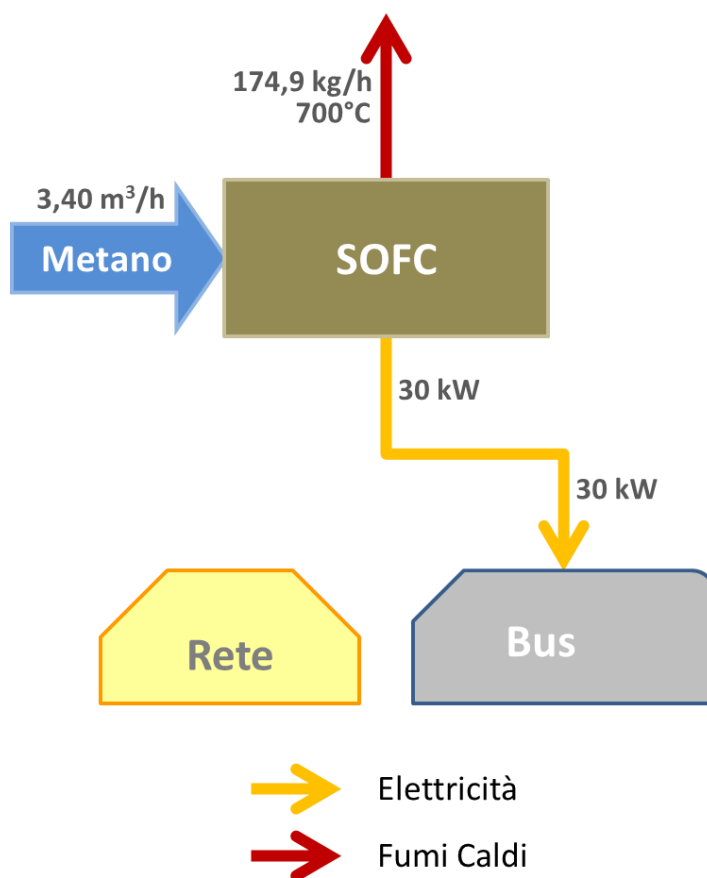


Figura 16. Flussi energetici dell'impianto nel funzionamento con la sola produzione di energia elettrica per la ricarica delle batterie.

Visti i lunghi transitori di avviamento delle SOFC, si può ipotizzare di mantenere in funzione l'impianto anche nei periodi di non funzionamento della linea BUS; grazie all'estrema flessibilità nel funzionamento della tecnologia l'impianto può funzionare a regimi ridotti con elevate efficienze energetiche: può erogare 18 kW elettrici (e 17 kW termici in caso di eventuale utenza da alimentare) con un rendimento elettrico pari al 45,7% o, a regime minimo, 9,7 kW elettrici (e 11,6 kW termici) con un rendimento elettrico comunque superiore al 40% (40,1%).

3 Riepilogo dati di progetto

In Tabella 15 sono riepilogati i principali dati di progetto del sistema di condizionamento a bordo del BUS GULLIVER (scambiatore di calore e serbatoi di stoccaggio del fluido termovettore) e dell'impianto di trigenerazione al capolinea (celle a combustibile COFC, macchina frigorifera ad assorbimento, scambiatore di calore e serbatoi di stoccaggio del fluido termovettore).

Tabella 15. Riepilogo dei principali dati di progetto.

Sistema di condizionamento BUS GULLIVER				
Scambiatore di calore	Potenza termica		W	5.000
	Superficie di scambio		m²	2,5
	Coefficiente globale effettivo di scambio termico		W/m² K	79
	Peso		kg	17
	Ingombro	Larghezza	m	0,32
		Profondità	m	0,56
		Altezza	m	0,20
Serbatoi fluido caldo e fluido freddo	Coefficiente globale di trasmissione termica		W/K	0.317
	Dispersioni termiche (inverno)		W	26
	Dispersioni termiche (estate)		W	19
	Coefficiente globale effettivo di scambio termico		W/m² K	79
	Peso totale (2 serbatoi)		kg	144
	Ingombro	Larghezza	m	0,90
		Profondità	m	0,60
Altezza		m	0,50	
Impianto di trigenerazione al capolinea				
Impianto celle a combustibile SOFC	Temperatura di funzionamento		°C	900
	Potenza elettrica nominale		kW	42,5
	Potenza termica nominale		kW	50,0
	Efficienza elettrica			40,5%
	Rendimento di cogenerazione			88,1%
	Consumo di combustibile		m³/h	10,5
	Ingombro	Larghezza	m	3,2
		Profondità	m	5.7
Altezza		m	3,3	
Macchina frigorifera ad assorbimento	Portata fumi di alimentazione		kg/h	500
	Temperatura in ingrasso gas caldi di alimentazione		°C	700
	Temperatura in uscita gas di alimentazione		°C	157
	Temperatura ingresso fluido raffreddato		°C	10
	Portata fluido raffreddato		kg/h	720
	Temperatura fluido raffreddato		°C	-27
	Efficienza frigorifera			40%
	Potenza elettrica assorbita		kW	1
	Ingombro	Larghezza	m	1,8
		Profondità	m	1,6
Altezza		m	1,9	
Scambiatore di calore	Portata fluido caldo (fumi+aria)		kg/h	405
	Temperatura in ingresso fluido caldo (fumi+aria)		°C	333
	Temperatura in uscita fluido caldo (fumi+aria)		°C	113
	Portata fluido freddo (acqua)		kg/h	420
	Temperatura in ingresso fluido freddo (acqua)		°C	40
	Temperatura in uscita fluido freddo (acqua)		°C	95
	Ingombro	Larghezza	m	0,2
		Profondità	m	1,0
Altezza		m	0,5	
Serbatoi di stoccaggio	Coefficiente globale di trasmissione termica		W/K	0.106
	Dispersioni termiche (inverno)		W	10
	Dispersioni termiche (estate)		W	6
	Ingombro	Diametro	m	0,69
		Altezza	m	0,77

4 Conclusioni

Dall'analisi energetica dell'impianto di trigenerazione dimensionato, risulta che la tecnologia delle celle a combustibile ad alta temperatura mostra caratteristiche adatte all'applicazione studiata fondamentalmente per due motivi: l'elevata flessibilità di esercizio con efficienze (elettriche nel caso di assenza di domanda di calore) e la produzione di calore ad elevata temperatura che consente di produrre "freddo" attraverso macchine frigorifere ad assorbimento il che consente di sfruttare il calore in cogenerazione anche per il raffrescamento estivo.

Nella configurazione in cui l'impianto produce l'energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione e il calore per l'alimentazione della macchina frigorifera ad assorbimento per la produzione di ghiaccio per il raffrescamento del BUS, l'impianto funziona con un'efficienza elettrica pari al 40,5% e dell'88,1% in cogenerazione.

La configurazione più efficiente è quella in cui l'impianto produce l'energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione e il calore per la produzione di acqua calda a 95°C per il riscaldamento del BUS, l'efficienza elettrica risulta pari al 45,5% (decisamente più elevata rispetto al caso precedente) mentre quella di cogenerazione risulta pari all'89,1% (in linea con il caso precedente).

Al contrario, la configurazione meno efficiente è quella in cui l'impianto produce solo l'energia elettrica per la ricarica delle batterie di trazione; infatti, in questo caso l'impianto funziona nelle medesime condizioni del caso precedente (inverno), ma in assenza di richiesta di calore, quindi l'efficienza globale del sistema è notevolmente minore e pari al rendimento elettrico (45,8%, il più elevato dei tre casi considerati), ma comunque elevato rispetto ad altre tecnologie nelle medesime condizioni.

Da quanto esposto è evidente che un possibile futuro sviluppo della ricerca sia quello di investigare soluzioni che consentano di migliorare la flessibilità operativa dell'impianto con efficienze globali elevate. In particolare, una configurazione ampiamente studiata e già disponibile in commercio è quella di una SOFC integrata con una microturbina a gas (SOFC-mTG). Tale soluzione consente di utilizzare il calore di scarico (ad alta temperatura) della SOFC quando c'è richiesta di calore o di utilizzare tale calore per alimentare la mTG nel caso di assenza di richiesta termica, producendo solo energia elettrica con rendimenti che superano il 60%.

5 Riferimenti bibliografici

1. Fuel Cell and Hydrogen Energy Association (FCHEA): Hydrogen Fuel and Infrastructure Research & Development Workshop Report - August 2019
2. U.S. Department of Energy / Office of Energy Efficiency & Renewable Energy: Fuel Cell Technologies Market Report 2015, Fuel Cell Technologies Office agosto 2016
3. U.S. Department of Energy / Office of Energy Efficiency & Renewable Energy: Fuel Cell Technologies Market Report 2016, Fuel Cell Technologies Office ottobre 2017
4. Paolo Arcuri: Dimensionamento Ottimale di Impianti di Trigenerazione con Celle a Combustibile: Sviluppo di un Modello di Programmazione Non Lineare Mista-Intera e Confronto Tecnico Economico con Impianti Tradizionali in Utenze Residenziali. Tesi di Dottorato: Coordinatore Prof. Sergio Rizzuti, Supervisore Prof. Gaetano Florio - Scuola di Dottorato "Pitagora" in Scienze Ingegneristiche - Dottorato di Ricerca in Ingegneria Meccanica XXI Ciclo - Università della Calabria
5. Stephen J. McPhail, Jari Kiviaho & Bruno Conti: The Yellow pages of SOFC Technology: International Status of SOFC deployment 2017; IEA - Implementing Agreement Advanced Fuel Cells - Annex 32 – SOFC. Publisher: VTT Technical Research Centre of Finland Ltd, P.O. Box 1000, 02044 VTT, Finland. ISBN 978-951-38-8602-8 (printed); ISBN 978-951-38-8603-5 (online). Printed by Juvenes Print, Helsinki, Finland, 2017
6. Gabriele Ferruzzi: Analisi sperimentale e numerica di sistemi di conversione dell'energia basati su celle a combustibile. Tesi di Dottorato: Relatori Prof. Massimo Dentice D'Accadia, Prof.ssa Rita Mastrullo - Scuola di Dottorato in Ingegneria Industriale - Dottorato di Ricerca in Ingegneria dei Sistemi Meccanici XXXIII Ciclo - Università Degli Studi di Napoli Federico II

7. CORDIS Europa. Progetto: Molten Carbonate Fuel Cell (MCFC) 100 kW Cogeneration Power Plant: Coordinatore: ANSALDO Ricerche S.R.L.
8. R. J. Braun, P. Kazempoor: Chapt. 12 - Application of SOFCs in Combined Heat, Cooling and Power Systems - RSC Energy and Environment Series No. 7. Solid Oxide Fuel Cells: From Materials to System Modeling. Edited by Meng Ni and Tim S. Zhao. The Royal Society of Chemistry 2013. Published by the Royal Society of Chemistry
9. W Wongsuwan, S Kumar, P Neveu, F Meunier. A review of chemical heat pump technology and applications, Applied Thermal Engineering, Volume 21, Issue 15, 2001, Pages 1489-1519, ISSN 1359-4311, [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00022-9](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00022-9)
10. M. Burer, K. Tanaka, D. Favrat, K. Yamada. Multi-criteria optimization of a district cogeneration plant integrating a solid oxide fuel cell-gas turbine combined cycle, heat pumps and chillers, Energy, Volume 28, Issue 6, 2003, Pages 497-518, ISSN 0360-5442, [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(02\)00161-5](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(02)00161-5)
11. V Havelský. Energetic efficiency of cogeneration systems for combined heat, cold and power production, International Journal of Refrigeration, Volume 22, Issue 6, 1999, Pages 479-485, ISSN 0140-7007, [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00010-9](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00010-9)
12. Y. Matsuzaki, I. Yasuda, Journal of Electrochemical Society 2001, 148, A126.
13. S. J. Livermore, J. W. Cotton, , R. M. Ormerod, Journal of Power Sources 2000, 86, 411.
14. U. S. Department of Energy "Fuel Cell Handbook", , 2004.
15. A. Dicks and D. A. J. Rand, Fuel cell systems explained. Wiley Online Library, 2018.
16. K.Huang e J.B. Goodenough "Solid Oxide Fuel Cell Technology; principles, performance and operations".

6 Abbreviazioni ed acronimi

SOFC	Solid Oxid Fuel Cell
I	Densità di corrente della cella [A/cm^2]
E_t	Forza elettromotrice termodinamica della cella [V]
V	Tensione effettiva della cella [V]
ΔV_{att}	Caduta di tensione per attivazione della cella [V]
ΔV_{hom}	Caduta di tensione omica della cella [V]
ΔV_{con}	Caduta di tensione per concentrazione della cella [V]
α	Coefficiente di trasferimento di carica
I_0	Densità di corrente di scambio [A/cm^2]
F	Costante di Faraday
R	Costante universale dei gas
A	Pendenza di Tafel
i_L	Densità di corrente limite
δ	Coefficiente di diffusione delle specie reagenti
C_B	Concentrazione delle specie reagenti nel bulk
D	Spessore dello strato di diffusione
I_{ion}	Corrente ionica
U_f	Fattore di utilizzo del combustibile
GS	Portata d'aria allo scarico
GR	Portata d'aria di ricircolo
GE	Portata d'aria di captazione esterna
G	Portata d'aria in ingresso
$R_{th,rif}$	Richiesta termica di riferimento

APPENDICE

Breve curriculum scientifico del gruppo di lavoro

Fabio Orecchini



Professore Ordinario di Macchine e Sistemi per l'Energia e l'Ambiente.

Ingegnere Meccanico e Dottore di Ricerca in "Energetica" presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi di Roma "La Sapienza".

Direttore del CARE (Center for automotive research and evolution) e membro del Dipartimento di Scienze Ingegneristiche dell'Università degli studi Guglielmo Marconi.

Coordinatore del Dottorato di Ricerca in Scienze Fisiche e Ingegneria dell'Innovazione Industriale ed Energetica, presso l'Università degli Studi Guglielmo Marconi.

È stato Coordinatore di Sezione e di Gruppi di Ricerca nel settore dei Sistemi per l'Energia e l'Ambiente e Responsabile Scientifico di progetti di ricerca nazionali ed internazionali presso la Sapienza - Università di Roma.

Autore del libro di divulgazione scientifica "La Società No Oil" e del testo scientifico in lingua inglese "Energy Systems in the Era of Energy Vectors", edito dalla Springer e distribuito in tutti i maggiori mercati internazionali, tradotto anche in lingua Cinese. Ideazione, organizzazione e coordinamento scientifico di convegni ed eventi di dissemination, nazionali ed internazionali.

Giornalista specializzato in innovazione e ricerca nel settore automotive per La Repubblica.

Adriano Santiangeli



Ingegnere Meccanico e Dottore di Ricerca in "Energetica" presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi di Roma "La Sapienza".

Referente del CdS LM-30 - Ingegneria Energetica e Nucleare, Membro del DIS (Dipartimento di Ingegneria della Sostenibilità), Membro del CARE - Centro di ricerca sull'auto e la sua evoluzione, Vice Direttore Vicario del DIS (Dipartimento di Ingegneria della Sostenibilità), presso l'Università degli Studi Guglielmo Marconi.

Ricercatore e Docente presso l'Università degli Studi Guglielmo Marconi, per i corsi di "Sistemi energetici per la mobilità", "Sicurezza dei Sistemi di Conversione e Distribuzione dell'Energia", "Impianti di Conversione dell'Energia". Docente anche in corsi di Master tra i "Ingegneria del veicolo" presso l'Università di Modena e Reggio Emilia, "Eco mobility management" I e II Edizione presso la Luiss Business School.

È stato titolare del corso di "Sistemi Energetici Innovativi per Autotrazione" del corso di laurea magistrale in Ingegneria del Veicolo presso la Struttura didattica di Ingegneria "Enzo Ferrari" - dell'Università di Modena e Reggio Emilia. Attività di Ricerca e Collaborazione Professionale con la Sapienza Università di Roma, in progetti di ricerca di rilevanza nazionale ed internazionale.

Responsabile Scientifico per la Sapienza Università di Roma del progetto europeo del FP7: PlanGridEV – Distribution grid planning and operational principles for EV mass roll-out while enabling DER integration. Organizzazione e coordinamento scientifico di convegni ed eventi di dissemination, nazionali ed internazionali, su Idrogeno, Fonti Rinnovabili, Automotive. Autore di diversi articoli per le principali riviste scientifiche internazionali e per i principali convegni nazionali ed internazionali del settore. Coautore di testi didattici e scientifici editi dalla Springer e dall'Elsevier Science.

Fabrizio Zuccari



Ingegnere Meccanico e Dottore di Ricerca in "Tecnologie Energetiche e Ambientali per lo Sviluppo" presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi di Roma "La Sapienza".

Referente del CdS L-9 - Ingegneria Industriale, Membro del DIS (Dipartimento di Ingegneria della Sostenibilità), Membro del CARE - Centro di ricerca sull'auto e la sua evoluzione, Vice Direttore Vicario del DIS (Dipartimento di Ingegneria della Sostenibilità), presso l'Università degli Studi Guglielmo Marconi.

Ricercatore e Docente presso l'Università degli Studi Guglielmo Marconi, per i corsi di "Efficienza energetica", "Produzione di energia da fonti rinnovabili" e "Gestione Reti di Produzione e Distribuzione dell'Energia".

Docente anche in corsi di Master tra i "Ingegneria del veicolo" presso l'Università di Modena e Reggio Emilia, "Eco mobility management" I e II Edizione presso la Luiss Business School.

Collaborazione con il SAE (Servizio d'Ateneo per l'Energia) dell'Università degli Studi di Roma "La Sapienza" in qualità di esperto in risparmio energetico e uso razionale dell'energia. Attività di Ricerca e Collaborazione Professionale con la Sapienza Università di Roma, in progetti di ricerca di rilevanza nazionale ed internazionale. Organizzazione e coordinamento scientifico di convegni ed eventi di dissemination, nazionali ed internazionali, su Idrogeno, Fonti Rinnovabili, Automotive. Autore di diversi articoli per le principali riviste scientifiche internazionali e per i principali convegni nazionali ed internazionali del settore. Coautore di testi didattici e scientifici editi dalla Springer e dall'Elsevier Science.