



Ricerca di Sistema elettrico

Analisi di fattibilità tecnica di soluzioni innovative per ridurre l'assorbimento energetico degli ausiliari dei bus elettrici per il TPL

Fulvio Palmieri

ANALISI DI FATTIBILITÀ TECNICA DI SOLUZIONI INNOVATIVE PER RIDURRE L'ASSORBIMENTO ENERGETICO DEGLI AUSILIARI DEI BUS ELETTRICI PER IL TPL

Fulvio Palmieri (Dipartimento di Ingegneria, Università degli Studi Roma TRE)

Dicembre 2018

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2018

Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici

Progetto: D.8 – Mobilità elettrica sostenibile

Obiettivo: a. Strumenti a supporto del TPL

Responsabile del Progetto: Maria Pia Valentini, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *“Valutazione di possibili innovazioni sulle stazioni di ricarica fast e flash per la produzione e l'accumulo di energia elettrica”*

Responsabile scientifico ENEA: Ing. Fernando Ortenzi

Responsabile scientifico Università di Roma Tre: Prof. Fulvio Palmieri

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI	6
2.1 CLIMATIZZAZIONE INVERNALE DEL VEICOLO.....	6
2.1.1 <i>Carico termico per trasmissione</i>	7
2.1.2 <i>Carico termico per ventilazione</i>	7
2.1.3 <i>Carico termico complessivo - riscaldamento</i>	8
2.2 CLIMATIZZAZIONE ESTIVA DEL VEICOLO	9
2.2.1 <i>Trattamento dell'aria nel sistema di condizionamento termico</i>	9
2.2.2 <i>Determinazione del carico termico</i>	10
2.2.2.1 <i>Carico sensibile totale ambiente</i>	10
2.2.2.2 <i>Carico latente totale ambiente</i>	10
2.2.3 <i>Determinazione delle caratteristiche del flusso dell'aria in ingresso</i>	10
2.2.4 <i>Carico termico complessivo - Raffreddamento</i>	11
2.3 SISTEMA CON ACCUMULO TERMICO A BORDO	14
2.3.1 <i>Sistemi di cogenerazione alla stazione di ricarica</i>	14
2.3.2 <i>Architettura del sistema di climatizzazione innovativo</i>	14
2.3.3 <i>Dimensionamento di massima e analisi parametrica delle prestazioni del sistema – caso invernale</i>	14
2.3.4 <i>Dimensionamento di massima e analisi parametrica delle prestazioni del sistema – caso estivo</i>	16
2.4 COMPORTAMENTO DEI SISTEMI DI CLIMATIZZAZIONE IN MISSIONE-TIPO.....	17
2.4.1 <i>Panoramica sui sistemi di climatizzazione invernale attuali</i>	17
2.4.2 <i>Confronto tra sistemi di climatizzazione invernale</i>	18
2.4.3 <i>Tipologie di impianto in cogenerazione, sistemi Turbogas e Fuel-Cell</i>	21
2.4.4 <i>Sistemi in climatizzazione estiva e accumulo freddo a bordo veicolo</i>	23
2.4.5 <i>Confronto tra sistemi di climatizzazione estiva</i>	23
3 CONCLUSIONI.....	25
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	25

Sommario

Le attività di ricerca sono state organizzate in diverse fasi che hanno consentito, in primo luogo, di affrontare la problematica tipica dei veicoli destinati al trasporto pubblico locale. Questa si riconduce alla necessità di minimizzare l'impatto energetico degli ausiliari sulla batteria. L'elemento a bordo veicolo che pone le maggiori complicazioni è costituito dal sistema di climatizzazione.

Gli attuali veicoli a trazione elettrica sono spesso equipaggiati con sistemi di climatizzazione (invernale) a bruciatore, anche se tale configurazione non rappresenta la scelta ottimale rispetto all'opportunità di minimizzare la richiesta di energia primaria per l'esercizio del veicolo a trazione elettrica.

E' stata individuata una configurazione di impianto di climatizzazione che consente di trarre vantaggio da una particolare ma non infrequente condizione operativa per il trasporto pubblico locale. Infatti, nei casi in cui si rende necessaria la presenza di impianti termici per la generazione elettrica in stazione o al capolinea, si apre la possibilità di realizzare centrali in assetto cogenerativo in grado di sostenere sia la ricarica elettrica, sia la richiesta termica per la climatizzazione. In tale ottica, si è valutata la fattibilità di impianti di climatizzazione a bordo veicolo basati sull'impiego di un vettore termico disposto in accumulo e in grado di operare tra una ricarica e l'altra a capolinea. L'analisi è stata effettuata su uno scenario di riferimento e ha consentito di trarre risultati utili a confrontare la soluzione innovativa con quelle consolidate.

1 Introduzione

La scelta di soluzioni di trasporto pubblico basate su azionamenti elettrici alimentati a batteria pone alcune problematiche che derivano dall'assenza del motore a combustione interna a bordo del veicolo.

Occorre infatti tenere in considerazione che i mezzi impiegati nel trasporto delle persone, oltre alla mera capacità di trasferimento dei passeggeri, devono realizzare le condizioni di benessere negli ambienti che accolgono i passeggeri. Ciò si traduce in una tutt'altro che trascurabile richiesta energetica per il trattamento dell'aria e la climatizzazione.

Sotto questo punto di vista, l'impiego del motore a combustione interna ha sempre consentito il soddisfacimento dei requisiti di climatizzazione poiché esso mette a disposizione del mezzo di trasporto elevati livelli di potenza termica, adeguati alla totale varietà delle applicazioni. Tipicamente, la richiesta termica per la climatizzazione invernale viene soddisfatta recuperando frazioni variabili della potenza termica resa disponibile dal sistema di raffreddamento del motore.

Sul veicolo a trazione elettrica non vi è la disponibilità di cascame termico da destinare alla climatizzazione. Anche quando sono impiegati sistemi di raffreddamento a servizio dell'azionamento elettrico, il livello di potenza in gioco è da ritenersi inadeguato alla climatizzazione.

Alla luce di quanto sopra e dal punto di vista di chi deve assicurare le condizioni di benessere negli ambienti destinati al trasporto delle persone, l'adozione della trazione elettrica in luogo di quella termica si traduce nella indisponibilità di potenza termica a bordo del veicolo.

Fra gli aspetti di maggiore interesse legati al tema della trazione elettrica vi è certamente la necessità di amministrare in modo il più possibile accurato l'energia accumulata in batteria [1,2]. A seconda della particolare applicazione, occorrerà stabilire se destinare o meno una quota parte dell'energia alla climatizzazione. Ad esempio, si possono configurare soluzioni in cui si associa la trazione elettrica alla climatizzazione a combustione (basata sull'impiego di bruciatori alimentati a combustibile), oppure soluzioni in cui anche la climatizzazione viene sostenuta dall'accumulo in batteria. In questo secondo caso, è possibile individuare soluzioni da considerare più o meno valide o praticabili in rapporto alla particolare applicazione; si possono configurare sistemi semplici basati su riscaldatori a effetto Joule o sistemi sofisticati a compressione di gas (pompa di calore-frigorifero) in grado di operare sia in condizioni di climatizzazione invernale, sia estiva.

Nell'ipotesi o nell'opzione di impiegare azionamenti elettrici per la trazione destinata al trasporto collettivo di passeggeri, un aspetto di primaria importanza è rappresentato dall'impatto dei processi di ricarica sulla rete elettrica. Infatti, il trasporto pubblico locale è spesso organizzato sull'esercizio di veicoli in flotta, in fasi di servizio e di ricarica caratterizzate da fattori di contemporaneità anche marcati.

Nei casi in cui la rete elettrica preesistente non è in grado di sostenere l'esercizio del sistema di trasporto pubblico, può configurarsi la necessità di allestire impianti dedicati alla generazione elettrica per rispondere alle richieste di ricarica delle flotte.

Sebbene si tratti di una tematica che richiede particolare approfondimento per ciascun caso che viene a presentarsi, appare evidente che possa configurarsi l'opportunità di ricorrere a impianti di generazione elettrica basati su motori a combustione interna. In questo caso, appare altrettanto evidente che presso la stazione di ricarica elettrica si avrebbe a disposizione il cascame termico proveniente dai fumi di combustione e dai fluidi di raffreddamento e lubrificazione.

In accordo con tale scenario, si pone la questione sull’opportunità di impiegare la potenza termica prodotta a terra per la climatizzazione a bordo dei veicoli con trazione elettrica, introducendo una soluzione tecnica innovativa.

Da questo punto di vista, è stata condotta un’analisi sulla possibilità di climatizzare gli ambienti del veicolo impiegando un vettore termico che viene sostituito o ricondizionato periodicamente. Si è immaginato che il veicolo a trazione elettrica, all’atto della ricarica della batteria, possa anche rifornirsi di vettore termico “carico”, il quale evolve all’interno di un sistema di climatizzazione di tipo ad accumulo.

Una volta definita l’architettura di massima del sistema di climatizzazione ad accumulo termico, si è inteso valutarne l’efficacia, in particolare per quanto concerne il tempo di servizio. Fissato l’obiettivo in termini di carico termico per la climatizzazione, si è valutato il tempo di servizio del sistema al variare dei principali parametri di interesse.

Sempre sulla base della configurazione di massima del sistema ad accumulo, si è inteso procedere a un confronto tra questa soluzione innovativa e le soluzioni consolidate nel settore dei sistemi destinati ai mezzi di trasporto pubblico locale. Tale confronto è stato effettuato con l’obiettivo di evidenziare, a parità di missione termica, le differenze in termini di energia primaria richiesta.

2 Attività svolte e risultati

In accordo con ENEA, come primo passo dell’analisi si è ritenuto significativo individuare uno scenario di riferimento. Scelto un veicolo di caratteristiche ben note [3] (*Tecnobus - modello Gulliver*), si è preso in considerazione un profilo di missione su servizio di trasporto pubblico locale, sulla base del quale è stato possibile sintetizzare le caratteristiche di interesse riportate in Tabella 1.

Missione-tipo - Tecnobus Gulliver			
Richiesta energia di trazione al chilometro	[kWh/km]		0,4
Estensione linea	[km]		10
Velocità media	[km/h]		10
Durata corsa	[h]		1,0
Richiesta energetica trazione	[kWh]		4,0
Volume climatizzato	[m ³]	V_{bus}	20

Tabella 1: Caratteristiche del veicolo e della missione-tipo

2.1 Climatizzazione invernale del veicolo

Si è proceduto alla valutazione della richiesta termica per la climatizzazione invernale del veicolo, considerandola come somma di due contributi.

Il primo contributo rappresenta la richiesta termica *a porte chiuse*, nel seguito denominata “carico termico per trasmissione”.

Il secondo contributo rappresenta invece la richiesta termica associata al processo di ricambio d’aria da garantire all’interno del veicolo, nel seguito denominato “carico termico per ventilazione”. In via cautelativa, si è inoltre trascurato l’apporto termico di riscaldamento dovuto alla presenza delle persone.

2.1.1 Carico termico per trasmissione

Il carico termico per trasmissione può essere espresso sinteticamente come il prodotto fra la richiesta termica per unità di volume e l'entità del volume climatizzato.

La richiesta termica per unità di volume dipende dalle caratteristiche dell'ambiente da climatizzare e dalle condizioni ambientali e può essere determinato, sulla base di accurate calcolazioni, una volta individuato lo specifico autobus e le condizioni di servizio. Poiché in questa sede si è interessati a ricavare indicazioni per il dimensionamento di massima del sistema di climatizzazione del veicolo impegnato nella missione-tipo, si è proceduto individuando il campo di variabilità dei valori di richiesta termica per unità di volume, sulla base di quanto riportato in letteratura tecnica [4]. La Figura 1 riporta l'andamento del carico termico per trasmissione al variare della richiesta termica per unità di volume.

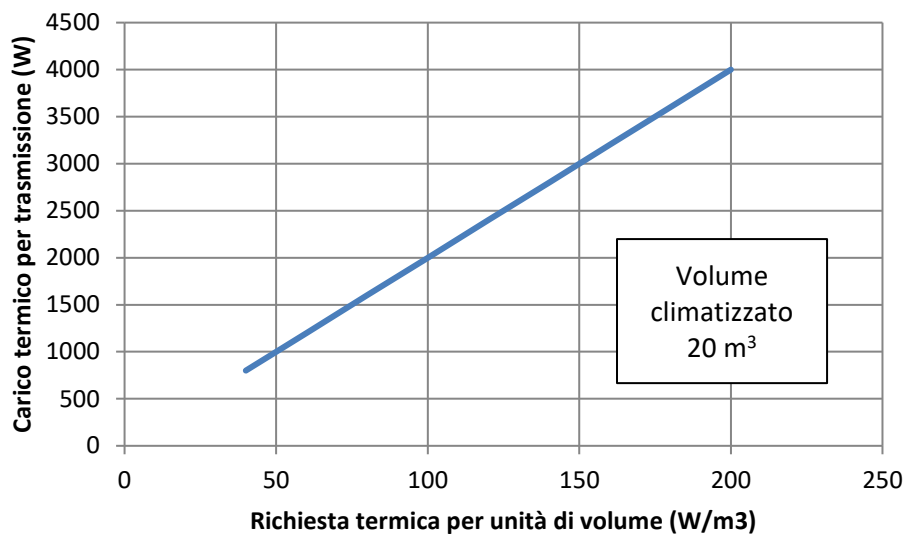


Figura 1: Carico termico per trasmissione al variare della richiesta termica per unità di volume

2.1.2 Carico termico per ventilazione

Il carico termico per ventilazione dipende dall'entità del ricambio d'aria da assicurare all'ambiente climatizzato. Fissata la temperatura obiettivo all'interno del veicolo idonea al caso invernale, si è assunto il caso in cui la ventilazione sia realizzata per via meccanica, e che inoltre vi sia la possibilità di associare al ricambio d'aria un processo di recupero termico; tale processo è rappresentato da un termine di efficienza, il cui valore è stato limitato in via cautelativa al 30%.

Sulla base di quanto sopra, si è proceduto al calcolo della portata d'aria di ricambio e al relativo carico termico sensibile per ventilazione \dot{Q}_{ar} .

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot c_p \cdot (T_h - T_e) \cdot (1 - \eta_{RT})$$

La portata d'aria di ventilazione si esprime con la relazione seguente.

$$\dot{m}_{ar} = \left(\frac{V_{bus} \cdot V_{ar} \cdot \rho_e}{3600} \right)$$

La Tabella 2 riporta le condizioni di riferimento per la ventilazione del veicolo, mentre in Figura 2 si riporta l'andamento del carico termico per ventilazione al variare della temperatura dell'aria ambiente.

Temperatura obiettivo [°C]	T_h	20
Temperatura ambiente esterno [°C]	T_e	0
Efficienza di recupero termico [-]	η_{RT}	0,3
Ricambio di volumi d'aria orario [-]	V_{ar}	30
Portata volumetrica di ricambio [m ³ /h]	Q_{ar}	600
Massa volumica aria @0°C [kg/m ³]	ρ_e	1,29
c_p aria [J/kg°C]	c_p	1005
Portata aria di ventilazione [kg/s]	\dot{m}_{ar}	0,22

Tabella 2: Condizioni di riferimento per la ventilazione del veicolo in missione-tipo

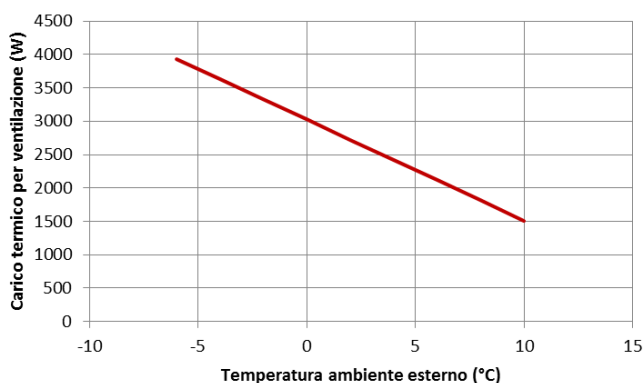


Figura 2: Andamento del carico termico per ventilazione al variare della temperatura dell'ambiente esterno

2.1.3 Carico termico complessivo - riscaldamento

La "Richiesta termica di riferimento", somma dei termini "ventilazione" e "trasmissione" così come indicati in Tabella 3, viene presa come valore di potenza termica nominale per il dimensionamento del sistema di climatizzazione a servizio del veicolo impegnato nella missione-tipo.

Richiesta termica porte chiuse [W/m ³]	100,00
Volume climatizzato [m ³]	20,00
Carico termico per trasmissione [W]	2000,00
Temperatura obiettivo [°C]	20,00
Temperatura ambiente esterno [°C]	0
Efficienza di recupero termico [-]	0,30
Ricambio di volumi d'aria orario [-]	30
Portata volumetrica di ricambio [m ³ /h]	600
Massa volumica aria @0°C [kg/m ³]	1,29
C_p aria [J/kg°C]	1005,00
Portata aria di ricambio [kg/s]	0,22
Carico termico per il ricambio aria [W]	3025,05
Richiesta termica di riferimento [W]	5025,05

Tabella 3: Condizioni relative alla Richiesta termica di riferimento

2.2 Climatizzazione estiva del veicolo

La determinazione dei carichi termici per la climatizzazione estiva viene effettuata secondo una procedura canonica [4], che vede il *carico termico totale ambiente* come la somma dei termini *carico sensibile totale ambiente* e *carico latente totale ambiente* $W_{TT} = W_{STA} + W_{LTA}$.

2.2.1 Trattamento dell'aria nel sistema di condizionamento termico

La Figura 3 riporta lo schema del sistema di trattamento dell'aria a servizio dell'ambiente climatizzato. Occorre evidenziare che 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, senza perdere in generalità, si è ritenuto utile fare riferimento ad uno schema basato su ventilazione forzata, che consente di seguire agilmente le trasformazioni termoigrometriche nelle diverse fasi del trattamento.

Sullo schema di impianto (di tipo canonico) sono state indicate le portate d'aria di interesse (G_S – Scarico; G_R – Ricircolo; G_E – Captazione esterna; G - Ingresso) e le stazioni alle quali sono state calcolate le grandezze termoigrometriche (1,2,3).

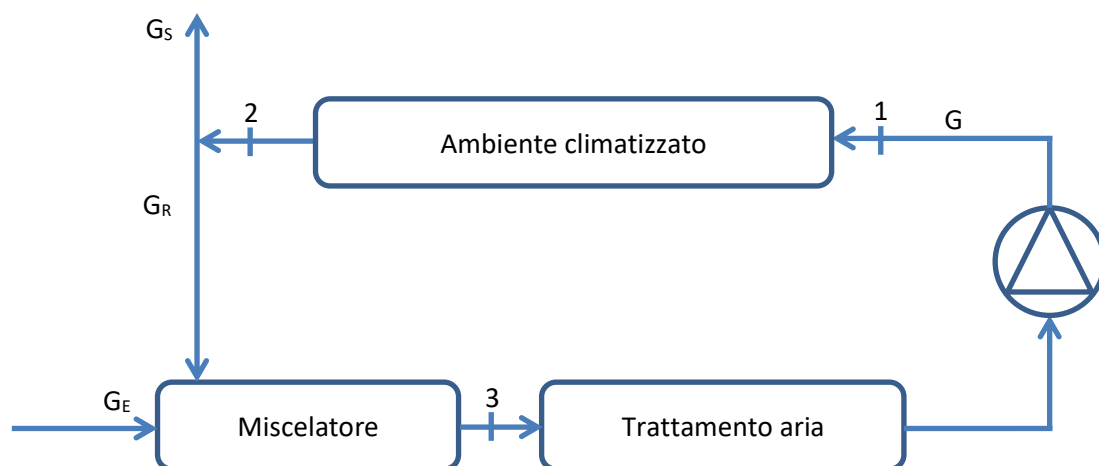


Figura 3: Schema di riferimento adottato per il sistema di trattamento dell'aria a servizio del veicolo

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 stazione 2 si suppongono uguali a quelle dell'ambiente all'interno del locale condizionato (condizioni di progetto). La procedura di dimensionamento si articola in diverse fasi, come di seguito riportato.

1. Determinazione dei “carichi termici” ovvero degli scambi energetici tra il volume climatizzato e l'ambiente esterno;
2. Determinazione delle condizioni dell'aria in alla stazione 1, (portata, temperatura, umidità relativa dell'aria in ingresso al volume climatizzato);
3. Determinazione dei processi di trattamento dell'aria necessari a raggiungere le condizioni alla stazione 1.

2.2.2 Determinazione del carico termico

Il carico termico è dato dalla somma di due termini, il carico *sensibile* totale ambiente W_{STA} e il carico *latente* totale ambiente W_{LTA} .

2.2.2.1 Carico sensibile totale ambiente

Il carico sensibile totale ambiente, W_{STA} , è esprimibile come segue.

$$W_{STA} = W_{S-Est} + W_{S-Pers} + W_{S-Sorg} + W_{S-Inlet}$$

In cui

- W_{S-Est} Potenza termica scambiata dall'ambiente con l'esterno attraverso le pareti;
- W_{S-Pers} Potenza termica prodotta dalle persone presenti nel locale;
- W_{S-Sorg} Potenza prodotta da eventuali sorgenti presenti nell'ambiente (impianti di illuminazione, macchine, ecc.);
- $W_{S-Inlet}$ Potenza termica sensibile connessa all'ingresso di aria per infiltrazione dall'esterno, esprimibile come $W_{S-Inlet} = G_{Inlet} \cdot c_{p,a} (t_e - t_2)$.

2.2.2.2 Carico latente totale ambiente

Il carico latente totale ambiente viene espresso come $W_{LTA} = G_v \cdot h_v$, in cui h_v rappresenta l'entalpia specifica del vapore alla temperatura dell'ambiente e G_v rappresenta la portata di vapore immessa in ambiente.

Questo termine viene visto come la somma di tre contributi, $G_v = N \cdot g_v + G_{Sorgente} + G_{Inlet} (\omega_e - \omega_2)$.

- $N \cdot g_v$ Rappresenta l'immissione di vapore in ambiente da parte degli N individui;
- $G_{Sorgente}$ Rappresenta l'immissione di vapore da parte di eventuali sorgenti in ambiente;
- $G_{Inlet} (\omega_e - \omega_2)$ Rappresenta l'immissione di vapore per infiltrazione dall'esterno.

2.2.3 Determinazione delle caratteristiche del flusso dell'aria in ingresso

Le caratteristiche del flusso d'aria di climatizzazione in ingresso al veicolo si basano sui seguenti bilanci.

1) Bilancio di massa d'aria secca

$$\begin{aligned} G_1 - G_2 &= 0, \\ G_1 &= G_2 = G \end{aligned}$$

2) Bilancio di massa d'acqua

$$G_1 \cdot \omega_1 - G_2 \cdot \omega_2 + G_v = 0$$

3) Bilancio di energia del flusso d'aria umida

$$G_1 \cdot h_1 - G_2 \cdot h_2 + G_V \cdot h_V + W_{STA} = 0$$

Si definisce inoltre il Fattore Termico Ambientale $R \equiv \frac{W_{STA}}{W_{TT}}$, utile per individuare le condizioni termoigrometriche da conferire all'aria in ingresso al veicolo con l'ausilio dei diagrammi psicrometrici (es. Carrier, ASHRAE).

2.2.4 Carico termico complessivo - Raffreddamento

Il dimensionamento del sistema è stato effettuato sulla base delle condizioni termoigrometriche obiettivo, tenendo conto delle condizioni ambientali esterne, delle caratteristiche del veicolo e dell'affollamento. La Tabella 4, oltre alle condizioni di progetto, riporta i valori delle grandezze utilizzate per il calcolo del carico termico.

Temperatura obiettivo [°C]	26
Umidità relativa obiettivo [-]	0,5
Temperatura aria esterna [°C]	32
Umidità relativa aria esterna [-]	0,75
Carico sensibile per trasmissione per unità di volume [W/m3]	35
Volume climatizzato [m3]	20
Carico sensibile per trasmissione [W]	700
N° di passeggeri [-]	12
Carico termico per persona [W/persona]	100
Carico termico sensibile prodotto dai passeggeri [W]	1200
Carico termico sensibile per infiltrazioni [W]	
Carico termico sensibile per sorgenti interne [W]	0
Carico termico sensibile totale [W]	1900
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]	2665
Fattore termico [-]	0,71

Tabella 4: Condizioni di riferimento e carico termico calcolato

La Tabella 5 riporta le condizioni termoigrometriche calcolate alla stazione 2.

Condizioni obiettivo - Stazione 2	
Temperatura ambiente condizionato [°C]	26
Umidità relativa ambiente condizionato [-]	0,5
Pressione di vapore saturo [Pa]	3361,16
Umidità specifica aria ambiente condizionato [-]	0,0105
Entalpia aria umida ambiente condizionata [kJ/kg]	52,86
Portata di vapore immesso in ambiente condizionato [kg/s]	0,000306

Tabella 5: Condizioni termoigrometriche alla stazione 2

La Tabella 6 riporta le condizioni termoigrometriche alla stazione 1.

Determinazione delle condizioni dell'aria trattata - Stato 1	
Umidità specifica aria trattata [-]	0,0089
Portata massica d'aria da immettere in ambiente [kg/s]	0,192
Entalpia aria trattata [kJ/kg]	39,00
Temperatura aria condizionata [°C]	16,39
Pressione di vapore saturo [Pa]	1863,60
Umidità relativa aria condizionata [-]	0,766

Tabella 6: Condizioni termoigrometriche alla stazione 1

La Tabella 7 raccoglie le portate d'aria in corrispondenza delle sezioni notevoli del sistema di condizionamento.

Gruppo di condizionamento	
Portata esterna di rinnovo per persona [kg/h]	25
Portata esterna di rinnovo per persona [kg/s]	0,00694
Portata esterna di rinnovo totale [kg/s]	0,0833
Portata di ricircolo [kg/s]	0,1089

Tabella 7: Portate d'aria di interesse

Le condizioni termoigrometriche all'uscita del miscelatore (stazione 3) sono riportate in Tabella 8.

Condizioni all'uscita del miscelatore - Stato 3	
Umidità specifica uscita miscelatore [-]	0,015778535
Entalpia uscita miscelatore [kJ/kg]	69,06409876
Temperatura uscita miscelatore [°C]	28,63187081
Pressione di vapore saturo [Pa]	3921,359659
Umidità relativa uscita miscelatore [-]	0,639258791

Tabella 8: Condizioni termoigrometriche alla stazione 3

L'aria, raffreddata e deumidificata, si presenta prima del postriscaldamento nelle condizioni riportate in Tabella 9.

Condizioni all'uscita della batteria di raffreddamento e deumidificazione	
Umidità specifica [-]	0,0089
Entalpia [kJ/kg]	34,82
Temperatura [°C]	12,30
Pressione di vapore saturo [Pa]	1429,37
Umidità relativa [-]	1

Tabella 9: Condizioni termigrometriche dell'aria dopo la fase di raffreddamento e deumidificazione

Una volta determinate le condizioni termigrometriche relative a tutte le fasi del trattamento dell'aria, è possibile individuare le potenze impegnate per il condizionamento termico. La Tabella 10 riporta le richieste di potenza per il processo di raffreddamento e di postriscaldamento dell'aria.

Raffreddamento e deumidificazione	
Potenza termica scambiata [kW] (frigorifera)	6,58
Postriscaldamento	
Potenza termica scambiata [kW]	0,80

Tabella 10: Potenza termica richiesta

Sono state calcolate le richieste termiche per il raffreddamento e la deumidificazione dell'aria in funzione di due parametri di particolare interesse, la portata d'aria di rinnovo e il numero di passeggeri. Gli andamenti ottenuti sono stati riportati rispettivamente in Figura 4 e in Figura 5.

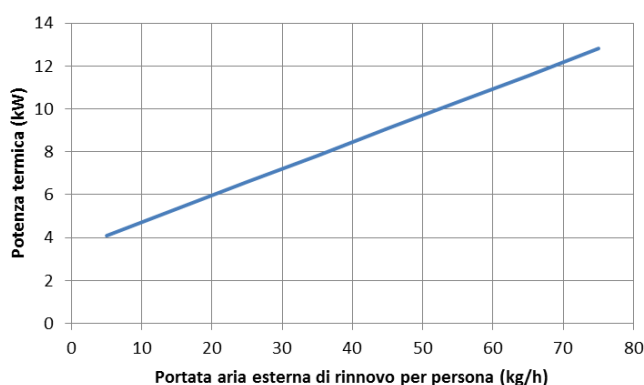


Figura 4: Richiesta frigorifera al variare della portata d'aria esterna di rinnovo – 12 passeggeri

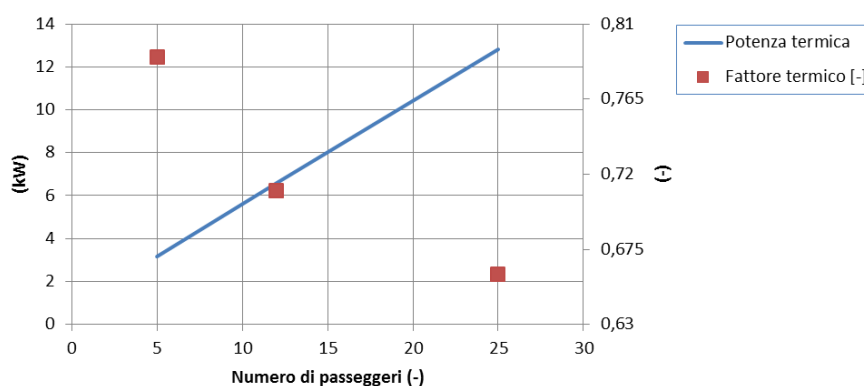


Figura 5: Richiesta frigorifera al variare del numero di passeggeri - Portata d'aria di rinnovo 25 kg/h persona

2.3 Sistema con accumulo termico a bordo

2.3.1 Sistemi di cogenerazione alla stazione di ricarica

Gli impianti per la generazione elettrica in assetto cogenerativo o trigenerativo rendono disponibili cascami termici da utilizzare nei sistemi di climatizzazione.

Sono usali le architetture impiantistiche che vedono sistemi di climatizzazione sottoposti all'impianto motore. In queste applicazioni, un vettore termico insiste su un circuito intermedio che vede l'impianto motore da un lato e l'impianto di riscaldamento o di raffrescamento dell'altro. In tal modo si realizza un collegamento indiretto fra la sorgente termica e l'utilizzatore finale attraverso il circuito del vettore termico, impiegando scambiatori di calore e serbatoi di accumulo.

2.3.2 Architettura del sistema di climatizzazione innovativo

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 (cfr. Tabella 1), utilizzando dispositivi climatizzatori di tipo "fancoil" opportunamente alimentati dal vettore termico caldo o freddo imbarcato in fase di ricarica "elettro-termica". In primo luogo si è analizzata la fattibilità di un sistema di questo tipo.

Per la climatizzazione invernale si è assunto di poter imbarcare fluido alla temperatura di 90 gradi centigradi e di sfruttarne il contenuto energetico fino alla temperatura di 45 gradi centigradi. 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 (es. fancoil), i quali possono essere vantaggiosamente dimensionati su valori minimi di temperatura dell'acqua in ammissione che si attestano nell'intorno dei 45 gradi centigradi.

Per la climatizzazione estiva si è assunto di poter imbarcare ghiaccio, oppure fluido alla temperatura di -20 gradi centigradi e di sfruttarne il contenuto energetico fino alla temperatura di 10 gradi centigradi. Anche in questo caso si è scelto di operare con un fluido comune, come ad esempio una soluzione di acqua e sale (es. cloruro di calcio CaCl_2). Il limite superiore di temperatura è vincolato alla necessità di garantire la funzionalità della batteria di deumidificazione e raffreddamento dell'aria, come evidenziato in Tabella 9.

2.3.3 Dimensionamento di massima e analisi parametrica delle prestazioni del sistema – caso invernale

E' stata condotta una fase di dimensionamento preliminare del sistema innovativo, dalla quale emerge che è possibile svolgere la missione-tipo impegnando un accumulo termico contenuto entro il limite di 100kg d'acqua. Tale carico può essere ulteriormente interpretato attraverso un parametro definito come "numero di passeggeri equivalenti", il quale rapporta la massa d'acqua imbarcata alla massa di un passeggero-tipo, pari a 80 kg.

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 e di avviare allo scambio termico, in accordo con la relazione seguente.

$$R_{th\ rif} = \dot{m}_{liq} \cdot c_{p\ liq} \cdot (T_{amm} - T_{rit})$$

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). Si ha:

$$V_{fc} = t_s \cdot \dot{m}_{fc} \cdot \rho_{liq} \cdot 60$$

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

Richiesta termica di riferimento [W]	$R_{th\ rif}$	5000
Temperatura ammissione fluido caldo [°C]	T_{amm}	90
Temperatura ritorno fluido caldo [°C]	T_{rit}	45
c_p fluido caldo [J/kg°C]	c_{pliq}	4187
Portata fluido caldo [kg/s]	\dot{m}_{liq}	0,03
Massa volumica fluido caldo [kg/dm ³]	ρ_{liq}	1,0
Portata fluido caldo [dm ³ /min]		1,60
Tempo di servizio [min]	t_s	60
Volume fluido caldo [dm ³]	V_{fc}	96,01
Massa fluido caldo [kg]		96,01
Numero equivalente di passeggeri [-]		1,20

Tabella 11: Condizioni di riferimento del sistema di climatizzazione invernale ad accumulo per lo svolgimento della missione-tipo di cui alla Tabella 1

Una volta determinati il volume o la massa di liquido impegnati nel sistema ad accumulo, si è proceduto a valutarne la dipendenza dal livello di temperatura di ammissione dell'acqua calda T_{amm} (Figura 6).

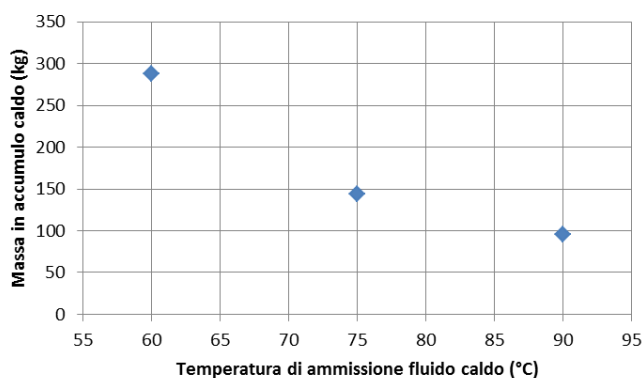


Figura 6: Andamento della massa d'acqua in accumulo al variare della temperatura di ammissione

La Figura 7 riporta invece l'andamento della massa d'acqua in accumulo al variare della richiesta termica di riferimento $R_{th\ rif}$, che può essere utile per estendere l'analisi a veicoli con caratteristiche o condizioni di servizio differenti da quelle della missione-tipo.

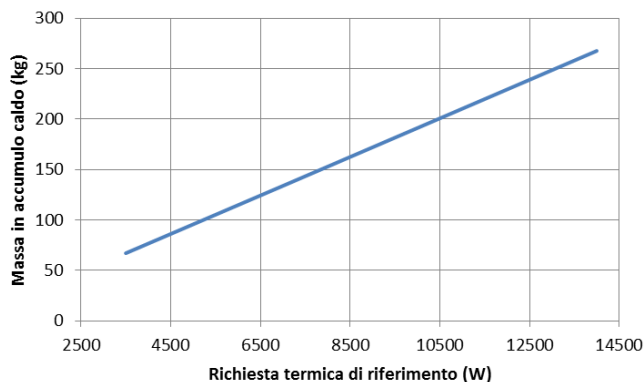


Figura 7: Andamento della massa d’acqua in accumulo al variare della richiesta termica di riferimento

2.3.4 Dimensionamento di massima e analisi parametrica delle prestazioni del sistema – caso estivo

Seguendo considerazioni analoghe al caso di cui al §2.3.3, si è proceduto al dimensionamento del sistema di accumulo da impiegare per la climatizzazione estiva. I parametri e le grandezze di interesse per l’analisi preliminare sono riportati in Tabella 12. 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 CaCl₂ 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.

Richiesta termica di riferimento [W]	$R_{th\ rif}$	5000
Temperatura ammissione fluido freddo [°C]	T_{amm}	-25
Temperatura ritorno fluido freddo [°C]	T_{rit}	10
Cp fluido freddo [J/kg°C]	c_{pliq}	2800
Portata fluido freddo [kg/s]	\dot{m}_{liq}	0,05
Massa volumica fluido freddo [kg/dm ³]	ρ_{liq}	1,2
Portata fluido freddo [dm ³ /min]		2,55
Tempo di servizio [min]	t_s	60
Volume fluido freddo [dm ³]		153,06
Massa fluido freddo - soluzione CaCl ₂		183,67
Numero equivalente di passeggeri [-]		2,30
Efficienza globale sistema climatizzazione [-]		0,90
Energia termica stoccaggio [kWh]		5,56
Massa di ghiaccio		66,67

Tabella 12: Condizioni di riferimento del sistema di climatizzazione estiva ad accumulo per lo svolgimento della missione-tipo di cui alla Tabella 1

Una volta determinata la massa di fluido impegnata nel sistema ad accumulo, si è proceduto a valutarne la dipendenza dal livello di temperatura di ammissione dell’acqua fredda T_{amm} (Figura 8).

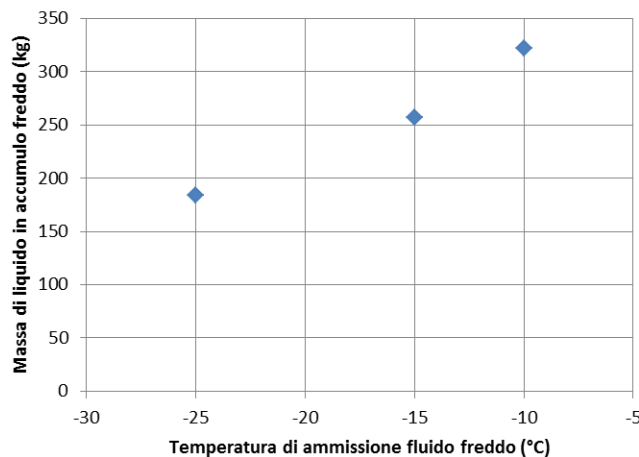


Figura 8: Andamento della massa di soluzione di cloruro di calcio CaCl₂ in accumulo al variare della temperatura minima di stoccaggio

La Figura 9 riporta invece gli andamenti della massa di fluido freddo e di ghiaccio in accumulo al variare della richiesta termica di riferimento $R_{th\ rif}$.

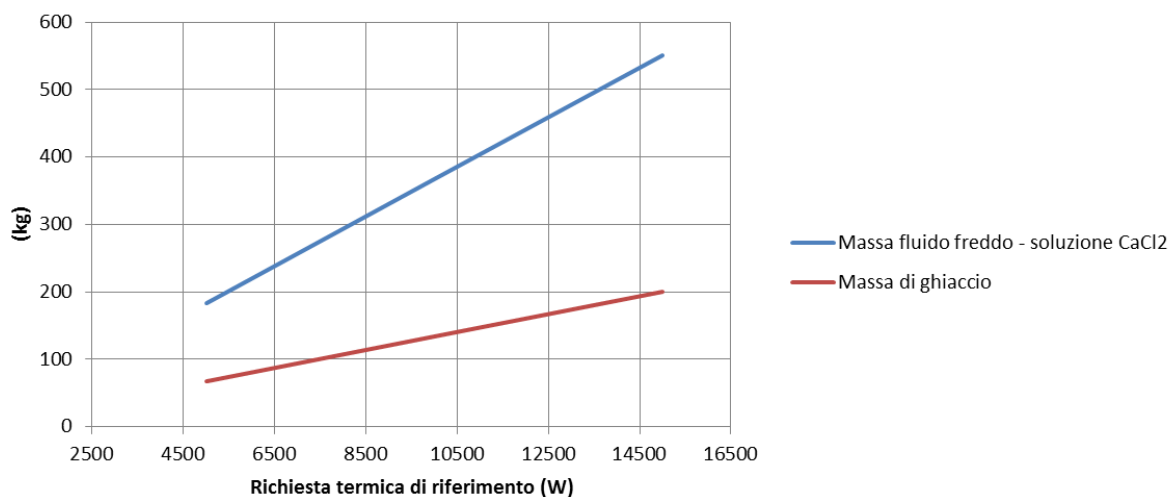


Figura 9: Andamento della massa di soluzione di cloruro di calcio CaCl₂ in accumulo al variare della richiesta termica di riferimento – Andamento della massa di ghiaccio in accumulo al variare della richiesta termica di riferimento

2.4 Comportamento dei sistemi di climatizzazione in missione-tipo

2.4.1 Panoramica sui sistemi di climatizzazione invernale attuali

La scelta del tipo di sistema di climatizzazione sui veicoli elettrici destinati al trasporto pubblico locale ricade usualmente nell'ambito di una terna di opzioni, di cui si riassumono nel seguito i principali lineamenti.

a) Sistemi con pompa di calore a compressore azionato elettricamente

Si tratta di impianti a pompa di calore in cui il compressore è collegato a un azionamento elettrico alimentato dalla batteria del veicolo. Sono caratterizzati da coefficienti di prestazione (COP) relativamente elevati e rappresentano l'opzione a maggior efficienza energetica fra le soluzioni ad alimentazione elettrica.

b) Sistemi a bruciatore

Si tratta di impianti basati sull'impiego di un bruciatore operanti con combustibili liquidi o gassosi. Sono caratterizzati da buona efficienza, la quale dipende dalla temperatura di rilascio dei fumi in atmosfera. Sono indipendenti dal sistema elettrico del veicolo.

c) Sistemi a effetto Joule

Si tratta di impianti basati sull'impiego di riscaldatori a effetto Joule. Rappresentano i sistemi ad alimentazione elettrica più semplici ed energivori, impiegati in veicoli elettrici destinati al trasporto privato, in taglia modesta, quando la richiesta energetica alla batteria può essere limitata a piccoli prelievi.

2.4.2 Confronto tra sistemi di climatizzazione invernale

E' stato svolto un confronto fra i sistemi di climatizzazione convenzionali (cfr § 2.4.1) e la soluzione innovativa, con l'obiettivo di valutare l'impatto delle diverse tipologie d'impianto sul consumo di energia primaria. In Tabella 13 sono riportati i parametri utilizzati nelle fasi di confronto, relativi alla missione-tipo e alla Rete Elettrica di riferimento.

Caratteristiche climatizzazione	
Potenza termica climatizzazione [kW]	5,00
Richiesta energetica climatizzazione in missione-tipo [kWh]	5,00
Caratteristiche Rete Elettrica di riferimento	
Rendimento di riferimento produzione elettrica [-]	0,54

Tabella 13: Caratteristiche del caso base, missione-tipo

La Tabella 14 riporta invece i parametri di interesse e i valori relativi ai sistemi di climatizzazione convenzionali impiegati nel corso della missione-tipo. Nel primo settore della tabella, relativo al sistema a effetto Joule, la richiesta elettrica alla stazione di ricarica viene calcolata sommando la richiesta di energia elettrica per la trazione sulla missione-tipo alla richiesta energetica per la climatizzazione. Questa viene valutata come il rapporto fra la richiesta energetica di climatizzazione in missione-tipo e il rendimento del climatizzatore a effetto Joule. Il rapporto fra la richiesta elettrica alla stazione di ricarica e il rendimento di riferimento della produzione elettrica costituisce la richiesta di energia primaria.

Nel caso del sistema a bruciatore, la quota parte di energia primaria destinata alla climatizzazione risponde al valore del rendimento globale del climatizzatore a bruciatore, valutato sulla base dei maggiori costruttori nel settore. In questo caso il valore è stato mutuato dai cataloghi del costruttore Webasto.

Nel caso del sistema a pompa di calore, la quota parte di energia primaria destinata alla climatizzazione risponde al valore del coefficiente di prestazione C.O.P., per la scelta del quale si è fatto riferimento a quanto dichiarato da uno dei maggiori costruttori nel settore (Thermoking).

Sistema a effetto Joule		
Rendimento del climatizzatore a effetto Joule	[-]	0,95
Carico energetico climatizzazione in missione	[kWh]	5,26
Richiesta climatizzazione al chilometro	[kWh/km]	0,53
Energia elettrica richiesta alla stazione di ricarica	[kWh]	9,26
Richiesta di energia primaria	[kWh]	17,15
Sistema a bruciatore (rif. Webasto)		
Rendimento del climatizzatore a bruciatore	-	0,75
Carico energetico climatizzazione in missione (combustibile)	[kWh]	6,67
Richiesta climatizzazione al chilometro	[kWh/km]	0,67
Energia elettrica richiesta alla stazione di ricarica	[kWh]	4,00
Richiesta di energia primaria	[kWh]	14,07
Sistema a pompa di calore (rif. Thermoking)		
C.O.P. HVAC	[-]	3,00
Carico energetico climatizzazione in missione	[kWh]	1,67
Richiesta climatizzazione al chilometro	[kWh/km]	0,17
Energia elettrica richiesta alla stazione di ricarica	[kWh]	5,67
Richiesta di energia primaria	[kWh]	10,49

Tabella 14: Richieste di energia elettrica, termica e primaria per le configurazioni di impianto convenzionali in missione-tipo

Una volta ricavate le richieste di energia primaria per i tre tipi di sistemi di climatizzazione nelle condizioni della missione-tipo, si è proceduto a ricalcolare tali richieste al variare di due parametri di interesse, quali il rendimento di riferimento della produzione elettrica e il carico termico in condizioni di missione-tipo. Gli andamenti ricavati sono stati riportati in Figura 10, Figura 11 e Figura 12. Nel caso del sistema a pompa di calore, è sembrato utile riportare valutare anche l'impatto del coefficiente di prestazione COP, Figura 13.

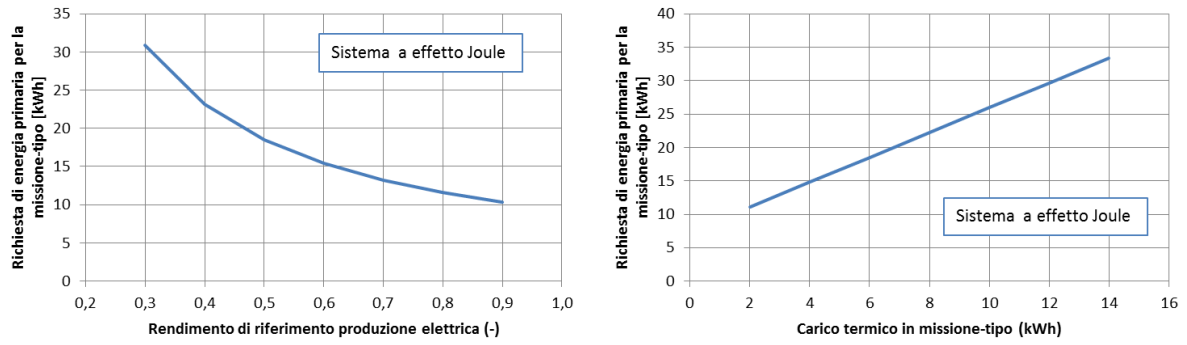


Figura 10: Sistema a effetto Joule – Richiesta di energia primaria per la missione-tipo – Andamento in funzione del rendimento elettrico di riferimento, sinistra; Andamento in funzione del carico termico, destra

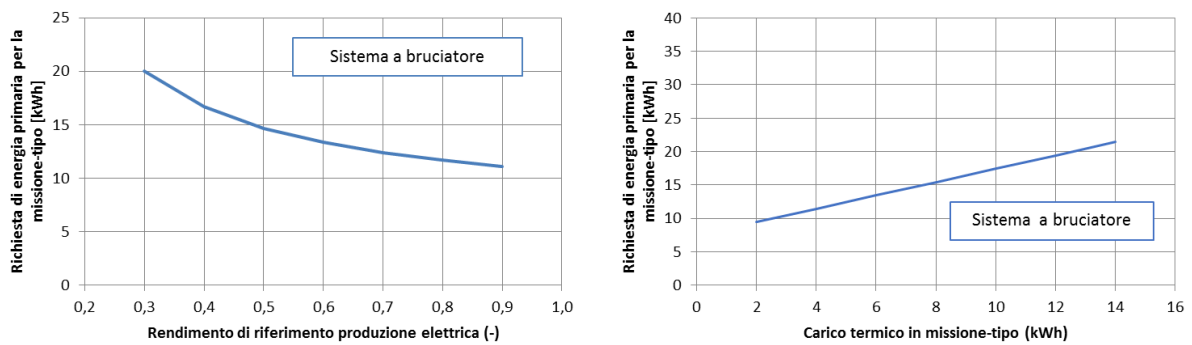


Figura 11: Sistema a bruciatore – Richiesta di energia primaria per la missione-tipo – Andamento in funzione del rendimento elettrico di riferimento, sinistra; Andamento in funzione del carico termico, destra

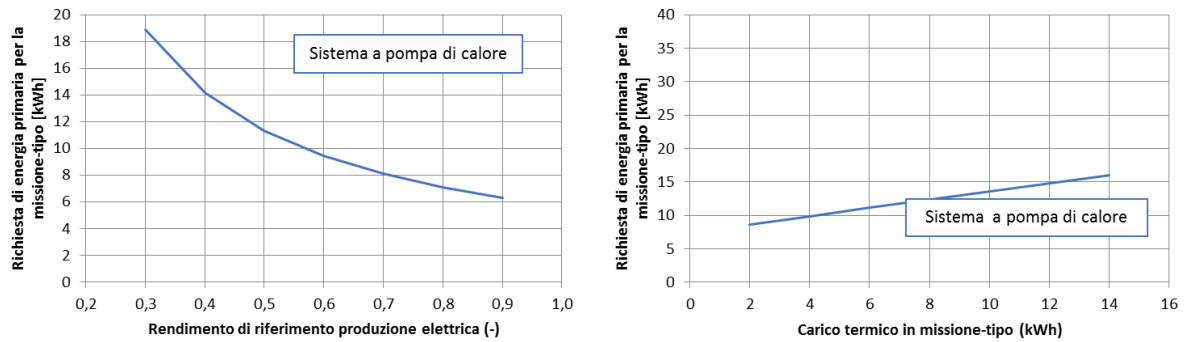


Figura 12: Sistema a pompa di calore – Richiesta di energia primaria per la missione-tipo – Andamento in funzione del rendimento elettrico di riferimento, sinistra; Andamento in funzione del carico termico, destra

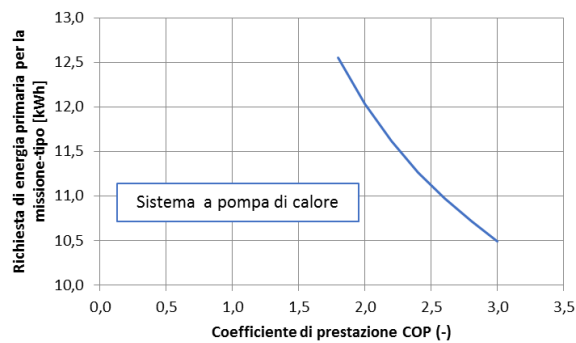


Figura 13: Sistema a pompa di calore – Richiesta di energia primaria per la missione-tipo – Andamento in funzione del coefficiente di prestazione COP

In Tabella 15 si riportano i parametri di interesse e i valori ottenuti nel caso in cui si ricorra al sistema innovativo, basato sulla costituzione della stazione di ricarica “elettro-termica”. Sulla base delle caratteristiche di impianti cogenerativi commerciali (riferimento ai cataloghi Jenbacher-GE), si è costruito un assetto di riferimento per la stazione elettro-termica, pervenendo alla richiesta di energia primaria lorda. Questo valore può essere interpretato e ulteriormente manipolato a seconda delle modalità con le quali si configura l’assetto cogenerativo. In questa sede, si è inteso conferire alla stazione di ricarica elettro-termica la possibilità di completare la ricarica elettrica; sulla base dei particolari rendimenti elettrico e termico adottati per il cogeneratore, si evidenzia, nel caso in esame, l’esistenza di un surplus termico, che vale 1,12 kWh sulla missione-tipo. Si può ragionevolmente assumere che tale surplus venga valorizzato a terra in ulteriori utilizzatori (es. climatizzazione ambienti di stazione, uffici, processi vari etc.). Stornando tale componente dalla richiesta di energia primaria lorda, si è pervenuti alla richiesta di energia primaria da confrontare con i casi visti in precedenza.

Stazione cogenerativa e sistema di accumulo termico a bordo veicolo (rif. Jenbacher-GE 1MWel)

Rendimento del climatizzatore ad accumulo termico		0,90	
Carico energetico climatizzazione in missione-tipo	[kWh]	5,56	
Richiesta climatizzazione al chilometro	[kWh/km]	0,56	
Rendimento elettrico cogeneratore (rif. General Electric – Jenbacher)	[-]	0,415	
Rendimento termico cogeneratore (rif. General Electric – Jenbacher)	[-]	0,450	
Rendimento totale cogenerazione (rif. General Electric – Jenbacher)	[-]	0,865	
Energia elettrica richiesta alla stazione di ricarica	[kWh]	4,00	4,00
Energia termica richiesta alla stazione di ricarica	[kWh]	5,56	
Energia richiesta con il combustibile per la trazione	[kWh]	9,64	
Energia richiesta con il combustibile per la climatizzazione	[kWh]	12,35	
Richiesta di energia primaria lorda	[kWh]		12,35
Surplus di energia elettrica	[kWh]	1,12	
Surplus di energia termica	[kWh]	0,00	
Richiesta di energia primaria	[kWh]		11,2

Tabella 15: Richieste di energia elettrica, termica e primaria per la configurazione di impianto innovativo in missione-tipo

2.4.3 Tipologie di impianto in cogenerazione, sistemi Turbogas e Fuel-Cell

Nell’analisi finora condotta (cfr. § 2.4) si è presa come riferimento una stazione di ricarica basata sull’impiego di motori a combustione interna alternativi in assetto cogenerativo.

In linea generale, la funzionalità della stazione di ricarica elettro-termica non è a priori legata ad una particolare tipologia di impianto cogenerativo. Piuttosto, anche sulla base delle valutazioni che portano a determinare il rapporto tra la richiesta elettrica e la richiesta termica dei veicoli, si potrà orientare la scelta sulla tipologia di impianto cogenerativo più opportuna. Risulta altrettanto evidente che diversi altri fattori intervengono in questa scelta; su tutti, basti tener presenti le articolate questioni che si pongono sul fronte

dell’impatto ambientale e del life-cycle assessment, la cui analisi è evidentemente oltre gli obiettivi del presente contributo.

Fra le varie tipologie di impianto che possono essere prese in considerazione, giova menzionare in questa sede sia i sistemi basati su impianto motore con turbina a gas, sia i sistemi basati su fuel-cell.

Confrontati con gli impianti motori basati su Motori a Combustione Interna alternativi, gli impianti turbogas presentano rendimento elettrico che si attesta intorno al 33% per impianti da 1MW_{el}, a parità di rendimento totale di cogenerazione. La Tabella 16 riporta i valori ottenuti nel caso di un impianto in cogenerazione di tipo turbogas. Per quanto visto sopra, accanto al diverso posizionamento del surplus energetico (che si suppone comunque di destinare a effetto utile), la richiesta di energia primaria si mantiene inalterata.

Cogenerazione (turbogas) rif. Capstone 1MW_{el}			
Rendimento del climatizzatore ad accumulo termico			0,90
Carico energetico climatizzazione in missione-tipo	kWh		5,56
Richiesta climatizzazione al chilometro	kWh/km		0,56
Rendimento elettrico cogeneratore	-		0,330
Rendimento termico cogeneratore	-		0,535
Rendimento totale cogenerazione	-		0,865
Energia elettrica richiesta al capolinea	kWh	4,00	4,00
Energia termica richiesta al capolinea	kWh	5,56	
Energia richiesta con il combustibile per la trazione	kWh	12,12	
Energia richiesta con il combustibile per la climatizzazione	kWh	10,38	
Richiesta di energia primaria lorda	kWh		12,12
Surplus di energia elettrica	kWh	0,00	
Surplus di energia termica	kWh	0,93	
Richiesta di energia primaria	kWh		11,2

Tabella 16: Richieste di energia elettrica, termica e primaria per la configurazione di impianto innovativo in missione-tipo – Cogenerazione con impianto turbogas

La cogenerazione con Fuel-Cell risulta tendenzialmente caratterizzata da un rapporto tra rendimento elettrico e rendimento termico meno sbilanciato verso il termico, e per tale aspetto appare affine a quanto è possibile ottenere con i motori a combustione interna. Il calcolo di dettaglio verrebbe a riflettere le particolari caratteristiche tecniche della fuel-cell considerata. Alla luce dello stato attuale dell’arte e per le finalità del presente documento, si ritiene, almeno in prima approssimazione, di poter assimilare il comportamento della fuel-cell ai casi ben consolidati rappresentati dai cogeneratori finora presi in considerazione (Turbogas e MCI). Visti i rendimenti di cogenerazione da fuel-cell riportati in letteratura, c’è da attendersi una richiesta di energia primaria allineata a quella dei sistemi visti sopra.

Occorre però evidenziare il fatto che l’adozione della tecnologia fuel-cell può entrare in contrasto con i concetti di stazione di ricarica elettrotermica e di veicolo a batteria, poiché in tal caso può restare aperta la prospettiva di installare la fuel-cell stessa a bordo del veicolo. La Tabella 17 riporta una sintesi dei risultati riguardanti la richiesta di energia primaria per le varie configurazioni considerate.

Richiesta di energia primaria [kWh] alla stazione di ricarica su missione-tipo al variare del sistema di climatizzazione		
	min	max
Sistema a effetto Joule	17,15	
Sistema a bruciatore	14,07	
Sistema a pompa di calore	10,49 (COP=3,0)	12,5 (COP=1,8)
Sistema ad accumulo + cogenerazione MCI	11,2	(con surplus elettrico)
Sistema ad accumulo + cogenerazione Turbogas	11,2	(con surplus termico) (orientamento surplus funzione della tipologia di Fuel-Cell)
Sistema ad accumulo + cogenerazione Fuel-Cell	11,2	

Tabella 17: Quadro riassuntivo della richiesta di energia primaria nelle diverse soluzioni

2.4.4 Sistemi in climatizzazione estiva e accumulo freddo a bordo veicolo

Come evidenziato nel corso dell'analisi, il sistema di climatizzazione ad accumulo a bordo veicolo può essere utilizzato anche in modalità di raffrescamento, consegnando all'accumulo termico un fluido "freddo" (es. soluzione di cloruro di calcio) o un vettore termico caratterizzato da passaggio di stato (ghiaccio) che viene utilizzato per alimentare i sistemi di trattamento dell'aria. Più in generale, la funzionalità della climatizzazione in raffrescamento richiede quindi la gestione di un fluido (es. acqua, miscele acqua/glicole, sistemi a cambiamento di fase o salamoie), la cui temperatura minima deve essere valutata nel dettaglio. Questa viene a dipendere dalla particolare tecnologia adottata sia per la produzione del freddo in stazione, sia per lo stoccaggio termico. Sebbene l'analisi puntuale di questa problematica richieda lo svolgimento di specifiche ulteriori attività, sulla base di quanto ottenuto attraverso il dimensionamento (§ 2.3.4), si ritiene che vi sia ampio margine di manovra per la gestione della climatizzazione estiva. Si sono evidenziate condizioni operative incoraggianti per lo stoccaggio termico, addirittura piuttosto tranquille nel caso di stoccaggio di ghiaccio.

2.4.5 Confronto tra sistemi di climatizzazione estiva

La produzione del "freddo" presso la stazione elettro-termica può essere condotta in diverse modalità. Da un lato vi è la possibilità di impiegare macchine frigorifere ad assorbimento sottoposte al motore termico in assetto cogenerativo; dall'altro vi è l'alternativa di utilizzare macchine frigorifere a compressione allacciate al cogeneratore (generazione elettrica in isola) o alla rete elettrica. Di seguito si riportano i risultati che consentono di effettuare un confronto fra queste configurazioni (Tabella 18 e

Tabella 19). L'impiego di macchine frigorifere ad assorbimento è sensibilmente penalizzato dal modesto valore di Efficienza Energetica di Raffrescamento (E.E.R), che porta a elevato livello la richiesta di energia primaria. Tra l'altro nell'ambito degli assorbitori, quelli ad ammoniaca sono caratterizzati dai valori più bassi di E.E.R (rispetto ai sistemi a bromuro di litio), ma la loro adozione diviene necessaria poiché lo stoccaggio termico richiede temperature al di sotto dello zero (produzione di ghiaccio o salamoie).

Cogenerazione al capolinea (assorbitore ad ammoniacca – rif. Zudek) e stoccaggio termico		
E.E.R Assorbitore ad ammoniacca		0,50
Carico energetico climatizzazione in missione	kWh	10,00
Richiesta climatizzazione al chilometro	kWh/km	1,00
Rendimento elettrico cogeneratore	-	0,42
Rendimento termico cogeneratore	-	0,45
Rendimento totale cogenerazione	-	0,87
Energia elettrica richiesta al capolinea	kWh	4,00
Energia termica richiesta al capolinea	kWh	10,00
Energia richiesta con il combustibile per la trazione	kWh	9,64
Energia richiesta con il combustibile per la climatizzazione	kWh	22,22
Richiesta di energia primaria lorda	kWh	22,22
Surplus di energia elettrica	kWh	5,22
Surplus di energia termica	kWh	0,00
Richiesta di energia primaria	kWh	17,00

Tabella 18: Cogenerazione con assorbitore ad ammoniacca

Ricorrendo alla soluzione che impiega macchine frigorifere a compressione al capolinea azionate elettricamente e mantenendo l'ipotesi di poter conferire il cascame termico ad un impianto sottoposto in prossimità della stazione di ricarica "elettro-termica", si ottiene un rilevante beneficio, che porta ad un sostanziale abbattimento della richiesta di energia primaria.

Cogenerazione al capolinea + frigorifero a compressione e sistema di stoccaggio termico		
E.E.R Frigorifero a compressione		3,00
Carico energetico climatizzazione in missione	kWh	1,67
Richiesta climatizzazione al chilometro	kWh/km	0,17
Rendimento elettrico cogeneratore	-	0,42
Rendimento termico cogeneratore	-	0,45
Rendimento totale cogenerazione	-	0,87
Energia elettrica richiesta al capolinea	kWh	5,66
Energia richiesta con il combustibile per la trazione	kWh	9,64
Richiesta di energia primaria lorda	kWh	13,65

Surplus di energia elettrica	kWh	0
Surplus di energia termica	kWh	6,14
Richiesta di energia primaria	kWh	5,84

Tabella 19: Cogenerazione associata all'impiego di macchina frigorifera a compressione con azionamento elettrico

3 Conclusioni

E' stata condotta l'analisi di fattibilità tecnica di soluzioni innovative per ridurre l'assorbimento energetico degli ausiliari dei bus elettrici per il Trasporto Pubblico Locale (TPL).

Si è inteso, in prima battuta, valutare la possibilità di realizzare un sistema *innovativo* di climatizzazione degli ambienti a bordo veicolo basato sull'impiego di fluido termicamente condizionato, da imbarcare in occasione della ricarica elettrica. L'analisi, condotta sul caso di riferimento (veicolo Tecnobus Gulliver impegnato su missione-tipo di sessanta minuti), ha evidenziato la possibilità di realizzare sistemi di questo tipo con relativa semplicità, vale a dire imbarcando masse di fluido (acqua o ghiaccio) relativamente modeste (100-200 kg) su livelli di temperatura che non comportano particolari complicazioni tecniche.

Una volta chiarita la fattibilità di massima del sistema a bordo del veicolo, si è delineata l'architettura della stazione deputata alla ricarica del veicolo; si è proposta una fase di ricarica "elettro-termica" durante la quale il veicolo ricarica la batteria e imbarca nuovo vettore termico "carico", cedendo quello "scarico". La *innovativa* stazione di ricarica ospita un impianto termico di generazione elettrica in assetto cogenerativo, in grado quindi di operare in autonomia parziale o totale dalla rete elettrica preesistente e di fornire la potenza termica necessaria sia alla climatizzazione dei veicoli elettrici e sia ad altre utenze sottoposte.

Successivamente è stata condotta un'analisi comparativa volta a evidenziare la richiesta di energia primaria delle principali soluzioni attualmente disponibili per la climatizzazione dei veicoli elettrici, operando un confronto rispetto alla soluzione innovativa. Le valutazioni sono state quindi implementate estendendo i confronti ai sistemi di cogenerativi basati su impianti Turbogas e su Fuel-Cell.

La soluzione innovativa si è dimostrata interessante e incoraggiante in questa fase preliminare, poiché competitiva rispetto alle prestazioni dei sistemi attualmente più efficienti (bus elettrico con pompa di calore elettrica a bordo). Ciò consente di concludere che il sistema innovativo si colloca (sebbene in tale versione "concettuale") al primo posto fra le opzioni in tutti quei casi in cui le stazioni di ricarica richiedono impianti di generazione elettrica con motori termici in assetto cogenerativo.

I risultati relativi allo scenario di riferimento sono stati corredati da ulteriori dati che consentono di valutare l'impatto dei principali parametri di interesse, i quali consentono di estendere le conclusioni sia verso configurazioni del veicolo o della missione differenti, sia verso ulteriori scenari di climatizzazione.

Sulla base di quanto ottenuto si ritiene che esistano i presupposti per condurre future analisi di dettaglio, ad esempio basate su simulazione numerica, per affinare le previsioni passando da sistemi "di massima" a sistemi ad architettura reale.

4 Riferimenti bibliografici

1. K. R. Kambly, T. H. Bradley, "Estimating the HVAC energy consumption of plug-in electric vehicles", *Journal of Power Sources*, 259 (2014), 117-124.
2. D. Goehlich, Tu-Ahn Ly, A. Kunith, D. Jefferies, "Economic assessment of different air-conditioning and heating systems for electric city buses based on comprehensive energetic simulations", *EVS28 International Electric Vehicle Symposium and Exhibition*, May 3-6 2015, Kintex, Korea

3. V. Fabrizi, S. Orchi, F. Ortenzi, G. Valenti, M.P. Valentini, “Elettrificazione del trasporto pubblico locale: valutazione e risultati per il caso dell’Aquila”, *Energia Ambiente e Innovazione*, 3 (2015), 29-34.
4. AA. VV. “Manuale dell’ingegnere meccanico” (2005), Ulrico Hoepli Editore, Milano