

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

**Studio di sistemi di refrigerazione ad assorbimento per applicazioni
veicolistiche**



Relatore

Prof. Marco Masoero

Correlatori

Prof. Umberto Lucia

Ing. Giulia Grisolia

Candidato

Sara Madonia

Anno Accademico 2020/2021

SOMMARIO

1.	ABSTRACT	5
2.	INTRODUZIONE	6
2.1.	IMPIANTI IN USO	7
2.1.1.	REFRIGERAZIONE PER COMPRESSIONE DI VAPORE	7
2.1.2.	PIASTRE EUTETTICHE.....	13
2.2.	RECUPERO DI CALORE DAI GAS DI SCARICO.....	14
3.	IMPIANTI AD ASSORBIMENTO	19
3.1.	MISCELE.....	20
3.1.1.	ACQUA/BROMURO DI LITIO	21
3.1.2.	AMMONIACA/ACQUA	21
3.2.	COMPONENTI DEL CICLO AD ASSORBIMENTO	22
3.2.1.	EVAPORATORE.....	22
3.2.2.	CONDENSATORE	24
3.2.3.	ASSORBITORE	24
3.2.4.	GENERATORE.....	30
3.2.5.	SCAMBIATORE RIGENERATIVO	36
3.2.6.	POMPA	37
3.2.7.	VALVOLE	38
4.	PROTOTIPI E STUDI SPERIMENTALI.....	39
4.1.	PROTOTIPO	39
4.1.1.	ENERGIA DISPONIBILE AI GAS DI SCARICO E RISULTATI	42
4.2.	PROTOTIPO 2	43
4.2.1.	ANALISI SPERIMENTALE DETTAGLIATA DEL SISTEMA.....	51
4.3.	PROTOTIPO 3	55
4.4.	PROTOTIPO 4	58
4.4.1.	PROGETTAZIONE DI UN GENERATORE ALIMENTATO DAI GAS DI SCARICO	60
4.5.	PROTOTIPO 5	62
4.6.	PROTOTIPO 6	66
4.7.	PROTOTIPI DI IMPIANTI DI REFRIGERAZIONE AD ADSORBIMENTO	76
4.7.1.	PROTOTIPO 1	77
4.7.2.	PROTOTIPO 2	79
4.7.3.	PROTOTIPO 3	81
4.8.	ALIMENTAZIONE ATTRAVERSO L'ENERGIA SOLARE	85
4.8.1.	PROTOTIPO 1	85

4.8.2.	STUDIO ANALITICO DI UN SISTEMA AD ASSORBIMENTO DI VAPORE ALIMENTATO DA UN COLLETTORE SOLARE	88
4.9.	ALIMENTAZIONE VARS ATTRAVERSO CELLE A COMBUSTIBILE A OSSIDO SOLIDO	91
4.10.	SISTEMI COMPATTI	94
4.10.1.	SCAMBIATORE DI CALORE A MICROCANALI	97
4.10.2.	RIDUZIONE DELLE DIMENSIONI DI UN IMPIANTO AD ADSORBIMENTO	100
4.11.	STUDI SUL GENERATORE E SULLA COLONNA DI DISTILLAZIONE	102
4.11.1.	CONFIGURAZIONE DELLA COLONNA DI DISTILLAZIONE	102
4.11.2.	PURIFICAZIONE DELL'AMMONIACA	104
4.11.3.	CONTROLLO DEL FLUSSO DEI GAS DI SCARICO IN UN VAR	109
5.	MODELLAZIONE IMPIANTISTICA	114
5.1.	IPOTESI E DATI DI PROGETTO	114
5.2.	CAPISALDI	115
5.3.	CALCOLO DELLE PORTATE	127
5.4.	POTENZE E CALORI SCAMBIATI	127
5.4.1.	EFFICIENZA FRIGORIFERA	129
5.5.	DETERMINAZIONE GRAFICA DEL NUMERO DI PIATTI TEORICI	132
5.6.	ANALISI DEL SECONDO PRINCIPIO	136
5.7.	RISULTATI	138
5.7.1.	CONFRONTO DEI RISULTATI VARIANDO LA TEMPERATURA AMBIENTE, LA TEMPERATURA DELLA SORGENTE CALDA E LA POTENZA ALL'EVAPORATORE	139
6.	CONCLUSIONI	143
	SIMBOLI E ACRONIMI	145
	ALLEGATI	146
	RINGRAZIAMENTI	150
	BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA	151

1. ABSTRACT

Il presente studio si focalizza su un sistema alternativo di refrigerazione per i veicoli adibiti al trasporto, in particolare per i camion. Il sistema attualmente presente in questi mezzi è lo stesso usato nelle automobili, ovvero, la refrigerazione per compressione di vapore. Questa tecnologia, però, comporta una notevole perdita di energia e di carburante, cosa che non è accettabile andando a considerare la crisi energetica e i cambiamenti climatici attuali. Molti studi, a seguito di ciò, si sono concentrati sulla ricerca di una nuova tecnologia che potesse soddisfare non solo le necessità del camion e del relativo conducente ma anche del pianeta: si è notato che i gas di scarico avessero una temperatura e una portata tali da fornire l'energia termica necessaria per azionare diversi sistemi, alcuni dei quali in grado di refrigerare, come il sistema di refrigerazione ad assorbimento. Sono stati analizzati i componenti principali del ciclo, in particolare i componenti meccanici che presentavano più problemi, il generatore e l'assorbitore e presentati diversi prototipi sugli impianti ad assorbimento e ad adsorbimento, andando a valutare se questi potessero realmente prendere il posto degli attuali sistemi di refrigerazione a compressione di vapore installati nei camion. Infine, è stata effettuata una modellazione di un impianto ad assorbimento, attraverso la quale sono state ricavate le potenze necessarie per il dimensionamento dello stesso.

2. INTRODUZIONE

Il trasporto di merci è stato sempre affidato a mezzi pesanti o semi pesanti come i camion. Inizialmente, non erano dotati di un sistema di refrigerazione ma, negli Stati più caldi della terra, nei quali, nel periodo estivo vengono toccate punte di 45-50°C, la cabina del camion può arrivare a temperature anche di 55°C. Queste temperature sono insostenibili per il conducente e rendono il lavoro già difficile, ancora più pesante: potrebbero causare incidenti stradali e problemi a livello economico poiché riducendo le prestazioni del conducente viene ritardata la consegna della merce. È necessario, quindi, installare un sistema di refrigerazione che consenta di ridurre la temperatura all'interno della cabina di viaggio e permetta al conducente di effettuare il proprio lavoro in una situazione di comfort [1].

Il problema è stato risolto usando l'impianto di refrigerazione installato nelle automobili: il sistema di refrigerazione a compressione di vapore (VCR) che viene azionato grazie alla potenza del motore. Nei camion di piccola dimensione può essere azionato direttamente dal motore di propulsione, in quelli di grande dimensione, invece, a causa della potenza necessaria, ha bisogno di un motore a combustione interna dedicato che comporta un maggiore consumo di energia. I problemi di un sistema di refrigerazione a compressione di vapore sono diversi: considerando i viaggi durante il periodo notturno e il riposo obbligatorio per il conducente, bisogna tenere presente che a motore spento non si riesce ad attivare il sistema di condizionamento quindi, per far sì che il sistema di refrigerazione funzioni, il motore principale deve essere sempre attivo perché il sistema è direttamente collegato ad esso, il rumore causato dal motore crea disturbo e inquinamento acustico e l'impianto aumenta il carico sul motore che, di conseguenza, aumenta il consumo di carburante e la temperatura di esercizio del motore e crea un impatto ambientale notevole. Proprio l'impatto ambientale e il consumo di carburante hanno portato gli studiosi e i ricercatori a trovare delle nuove tecnologie che riducessero questi problemi e aumentassero l'efficienza complessiva.

Analizzando le perdite del motore durante il suo funzionamento (Figura 1) e gli impatti che queste avevano, i ricercatori hanno proposto una soluzione legata al recupero del calore di scarto dei gas di scarico perché la temperatura di uscita dei gas è compresa fra i 200 e i 600°C e una parte dell'energia termica può essere usata per azionare il sistema di refrigerazione della cabina dei camion, ciò consente di non compromettere l'efficienza del motore e ridurre sia il consumo di carburante che la temperatura dei gas di scarico, diminuendo l'impatto ambientale. Sono state svolte numerose ricerche sulle tecniche utilizzabili per il recupero del calore dai gas di scarico quelle più promettenti sono risultate i TEG e la refrigerazione ad assorbimento e ad adsorbimento. Il sistema ad assorbimento evita l'utilizzo di un motore dedicato per l'impianto di refrigerazione, è più silenzioso rispetto al ciclo di

compressione, usa un refrigerante a basso impatto ambientale e non è necessaria costante manutenzione.



Figura 1: Energia persa dal motore

Gli studi si sono concentrati sulla progettazione di un impianto di refrigerazione ad assorbimento con una potenza di circa 4 kW e sulla riduzione delle dimensioni dei componenti perché, come è possibile notare dalla Figura 6, lo spazio nel quale si possono inserire gli impianti nei camion è veramente ridotto.

Nel seguente elaborato vengono presentate diverse soluzioni che riguardano l'applicazione di sistemi ad assorbimento e ad adsorbimento nei camion, ma, in modo più approfondito, viene analizzata l'applicazione dei sistemi ad assorbimento, alimentati sia dai gas di scarico che da altre fonti di energia come il solare e le celle a combustibile, analizzando sia dei prototipi ricavati dalla letteratura che andando a modellare il sistema.

2.1. IMPIANTI IN USO

I sistemi più usati per la refrigerazione degli autocarri sono quelli a compressione di vapore e le piastre eutettiche, soprattutto se presente un vano frigo. Altri sistemi meno usati sono: raffreddamento criogenico con iniezione di azoto liquido o anidride carbonica o i tunnel frigoriferi [2].

2.1.1. REFRIGERAZIONE PER COMPRESSIONE DI VAPORE

È uno dei cicli più usati per la refrigerazione sia in ambito edilizio che in quello automobilistico, e consiste nel rimuovere il calore dall'ambiente da refrigerare e buttarlo in ambiente esterno. In fase di progettazione viene definito un punto di progettazione che identifica il carico di raffreddamento massimo per far sì che l'impianto funzioni in modo ottimale, ma a causa della variazione del carico e del sovradimensionamento del sistema, difficilmente l'impianto lavora nell'intorno del punto. A causa di ciò il sistema funziona a carico parziale con una conseguente riduzione delle prestazioni [3].

Idealmente si potrebbe pensare di usare il ciclo di Carnot che è costituito da una compressione ed un'espansione isoentropica, una condensazione e un'evaporazione isoterme. Questo non è realizzabile ma è alla base del ciclo usato per il sistema dove si ha un'espansione isoentalpica, evaporazione e condensazione a pressione costante e compressione isoentropica. È costituito da quattro componenti principali: un compressore, un condensatore, una valvola di espansione e un evaporatore. Il refrigerante entra nel compressore come vapore saturo, viene compresso e portato ad una temperatura e pressione più elevate, tali da ottenere vapore surriscaldato.

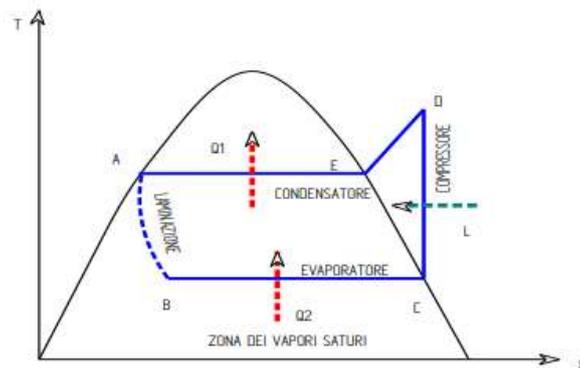


Figura 2:Ciclo frigorifero a compressione di vapore nel diagramma T-s [4]

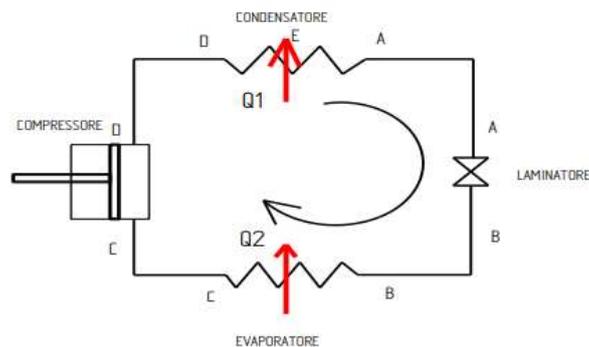


Figura 3:Schematizzazione del ciclo frigorifero a compressione di vapore [4]

Nel condensatore il vapore cede calore all'acqua (o all'aria) che circola nei tubi e condensa ottenendo liquido saturo o sottoraffreddato. A questo punto il liquido entra nella valvola di espansione che diminuisce la pressione e la temperatura del liquido, che inizia ad evaporare. L'evaporazione viene completata nell'evaporatore nel quale la miscela viene riscaldata dall'acqua (o aria) calda che passa nei tubi del componente ottenendo vapore saturo o surriscaldato [5]. Senza perdite il refrigerante può continuare il ciclo all'infinito.

I refrigeranti più comunemente usati, già dal 1930, sono gli idrocarburi alogenati (CFC e CHFC) come R-22, R-12, R-500 e R-502, questi sono molto usati in quanto stabili chimicamente, non sono tossici, non hanno odori particolarmente fastidiosi, hanno un basso lavoro di compressione e un alto calore latente di vaporizzazione. Il problema che, però, ha portato alla ricerca di nuove tecnologie è che hanno un forte potenziale di riscaldamento globale (GWP) e riducono lo strato di ozono

atmosferico. Da alcuni studi è risultato che i CFC più pericolosi per il problema dell'ozono sono le molecole stabili come, ad esempio, l'R-12. Per ridurre leggermente il problema si è pensato di usare delle molecole in cui è presente il legame ad idrogeno così da intaccare la stabilità dei CFC. I CFC potrebbero essere sostituiti dagli idrocarburi alogenati insaturi come l'R134a, ma questi recano problemi alle guarnizioni dei componenti [4].

I primi impianti a compressione di vapore installati su veicoli di trasporto dall'azienda Thermo King, il primo installato nel telaio, il secondo nella parete anteriore del vano frigo, sono mostrati nelle Figure 4 e 5.



Figura 4: Impianto VCR della Thermo King installato nella parete anteriore del vano frigo. Fonte: <http://www.trasportiatp.it/generale/storia-refrigerazione.html>, consultato il 15/02/2021



Figura 5: Impianto VCR della Thermo King installato nel telaio. Fonte: <http://www.trasportiatp.it/generale/storia-refrigerazione.html>, consultato il 15/02/2021

Nei veicoli il compressore viene azionato a cinghia dal motore principale, da un sistema idraulico, da un albero flessibile o da un motore dedicato se il veicolo è di grande dimensione. Un metodo indiretto è quello di azionare un generatore che a sua volta fornisce corrente ad un motore elettrico che aziona il compressore. I VCR azionati da motori a combustione interna presentano diversi vantaggi, come l'affidabilità data dal motore diesel, possono fornire sia refrigerazione che riscaldamento, forniscono refrigerazione in modo costante e illimitato senza compromettere le prestazioni del motore principale. Questi, però, sono sia pesanti che rumorosi, costano molto, richiedono manutenzione periodica, hanno un notevole impatto ambientale e sprecano energia [6].

È necessario effettuare una distinzione tra il vano frigo e la cabina di guida: il primo ha bisogno, generalmente, di una temperatura inferiore rispetto alla seconda, è possibile quindi usare il sistema di refrigerazione del vano per raffrescare anche la cabina. Ciò, però, richiede dei condotti con grande diametro che vanno da uno scomparto all'altro e potrebbero causare ulteriori problemi qualora il mezzo di trasporto in cui il sistema è installato fosse un rimorchio o un semirimorchio.

Nel 2013 è stato presentato uno studio [7] in cui viene usato uno scambiatore di calore che raffredda un flusso d'aria diretto alla cabina e uno scambiatore a compartimento posizionato nel vano frigo che raffredda il liquido termovettore che deve andare allo scambiatore precedentemente citato.

Nelle figure 6 e 7 si ha una schematizzazione di come è posizionato l'impianto nel camion e del ciclo dell'impianto: nel telaio della vettura, oltre ruote e paraurti, si vede il motore a combustione interna (E), il vano frigo è indicato con il numero 100 ed è dotato di un impianto frigo dedicato (102). Nel vano è presente un ulteriore scambiatore (120) con il compito di sottrarre freddo dall'ambiente. Questo è collegato allo scambiatore posizionato (300) in cabina attraverso il circuito 200 che collega il vano alla cabina stessa tramite dei tubi flessibili (204). Lo scambiatore di calore 300, attraverso il sistema di ventilazione (8) a cui è associato, fornisce aria raffreddata alla cabina (F1). La temperatura dell'aria può essere controllata sia dalla pompa 202, variando la portata del liquido refrigerante, che dallo scambiatore 300. In questo caso il compressore è alimentato dal motore E100 del sistema di refrigerazione dedicato. Normalmente, questo è sovradimensionato allora si può usare anche per l'alimentazione del sistema di climatizzazione così da gravare in modo minore sul motore E.

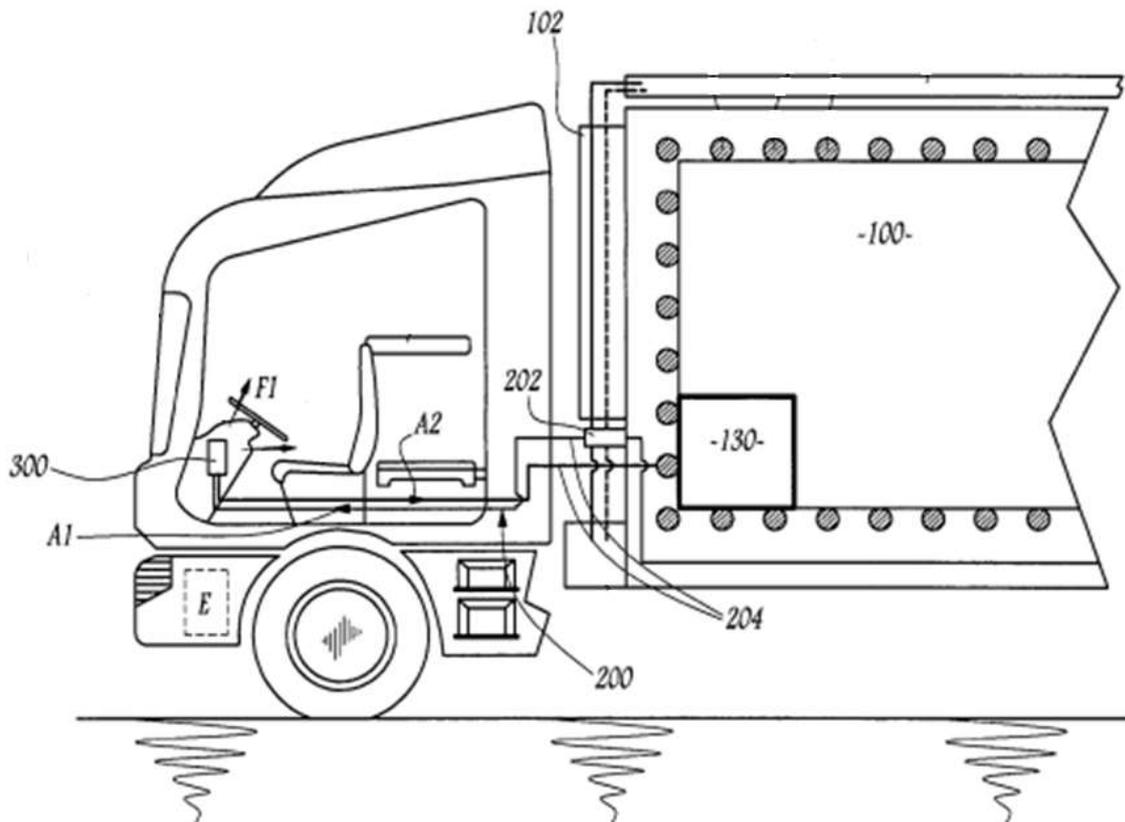


Figura 6: Disposizione dei vari elementi nel camion per il caso 1 [7]

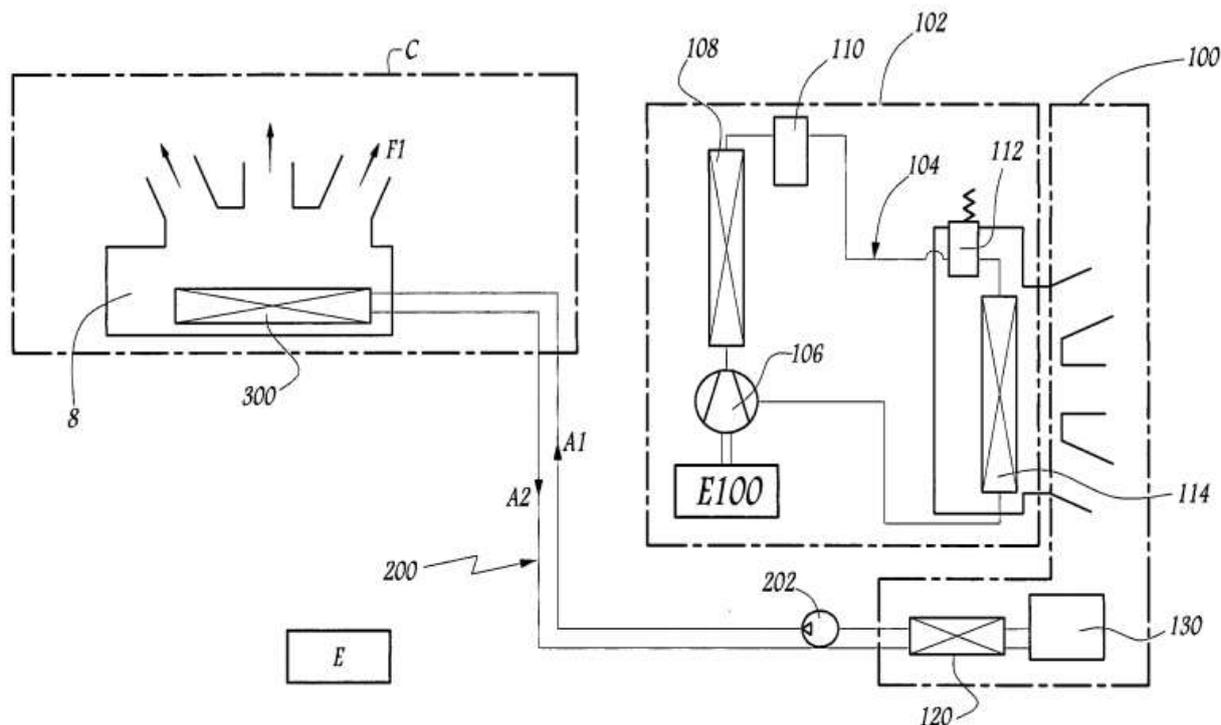


Figura 7: Schematizzazione dell'impianto per il caso 1 [7]

È stata studiata un'altra configurazione in cui l'impianto in cabina è dedicato ed è azionato dal motore E. In questo caso, l'impianto di condizionamento (10) presenta una configurazione simile a quella prima descritta per il sistema 102: il circuito in cui circola il refrigerante è sempre un circuito chiuso (14) e i componenti sono quelli presenti in un convenzionale ciclo a compressione di vapore. Lo scambiatore 300 non è più sito nel cruscotto ma nello spazio abitativo della cabina (6): è associato ad un ulteriore sistema di ventilazione in cui oltre a fornire aria (F2), viene estratta (F3).

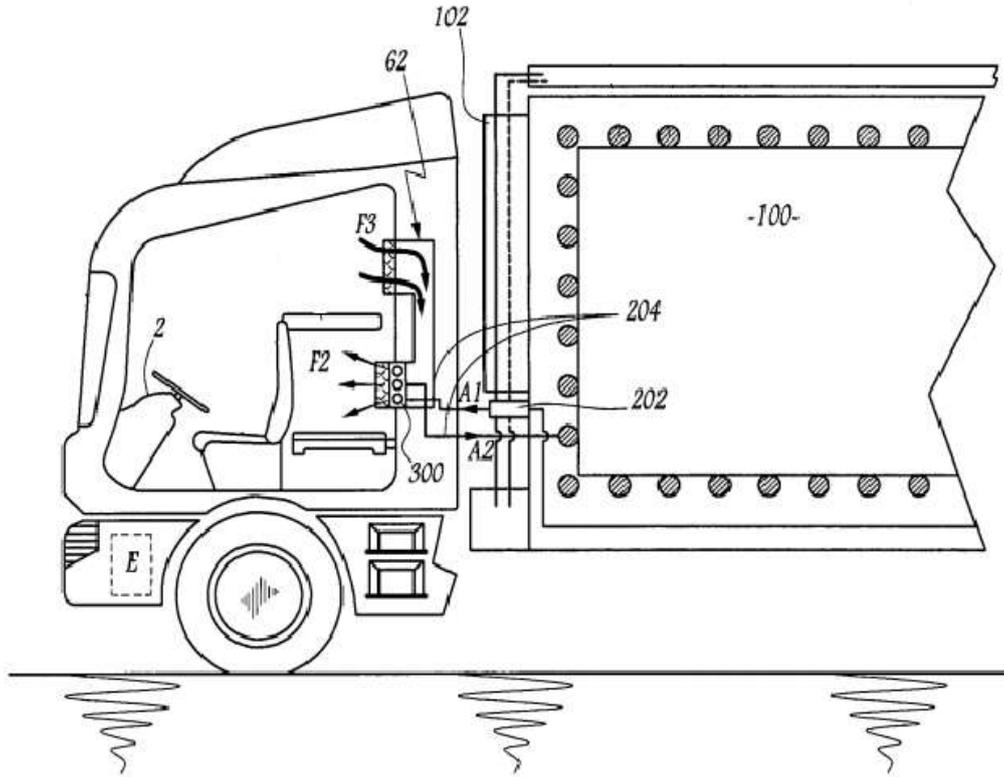


Figura 8: Disposizione dei vari elementi nel camion per il caso 2 [7]

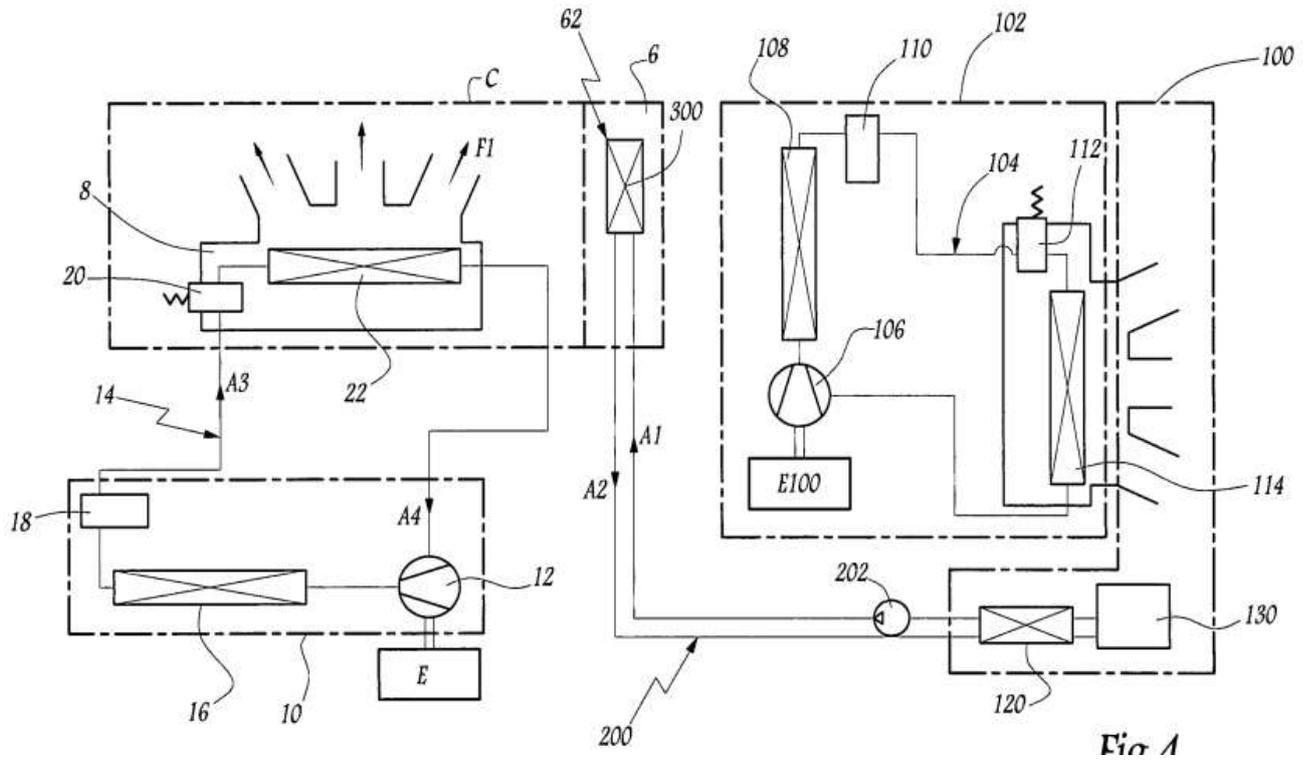


Figura 9: Schematizzazione dell'impianto per il caso 2 [7]

In un'ultima configurazione, la cabina è dotata sia dello scambiatore di calore 300 che di un sistema di raffreddamento dedicato. Così facendo l'aria può essere raffreddata da uno solo dei sistemi o da entrambi.

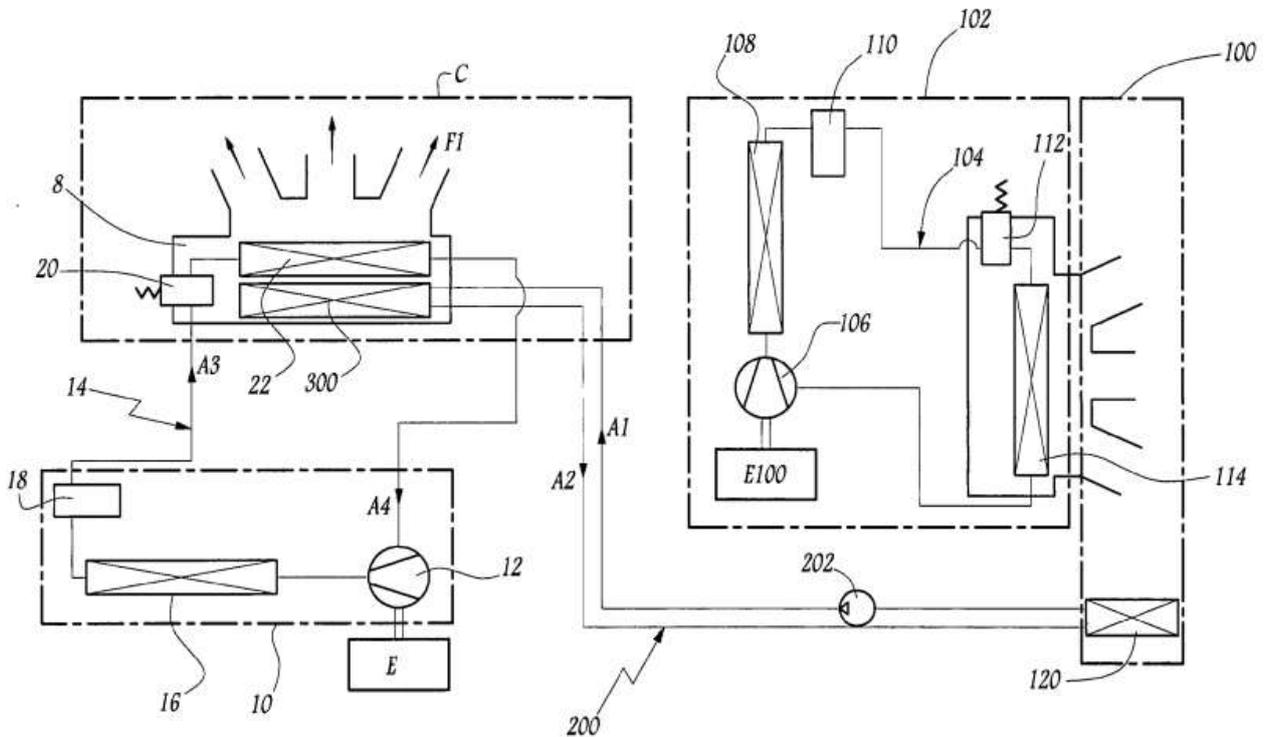


Figura 10: Schematizzazione dell'impianto per il caso 3 [7]

2.1.2. PIASTRE EUTETTICHE

Le piastre eutettiche vengono impiegate soprattutto se il veicolo presenta un vano frigo. Sono costituite da un serbatoio in lamiera d'acciaio in cui passa una serpentina collegata al circuito frigorifero esterno. La serpentina funziona da evaporatore e la soluzione eutettica passa nello spazio libero tra questa e il serbatoio.

Durante la sosta del veicolo, le piastre eutettiche vengono collegate ad un gruppo refrigerante così da far passare nella serpentina del refrigerante che si solidifica cedendo calore latente. Successivamente sottraggono calore alla cella frigo, ciò andrà a sciogliere il composto eutettico [8].

È un sistema che presenta un'affidabilità maggiore rispetto all'impianto precedentemente descritto perché non presenta parti in movimento e anche se nelle piastre si formasse della brina, questa non comprometterebbe il corretto funzionamento dell'impianto. La refrigerazione viene fornita sempre alla stessa temperatura e non si ha il problema del rumore dovuto al motore a combustione interna. Le piastre hanno un peso notevole, di conseguenza le strutture devono essere progettate in modo da reggerle e non consentono un raffreddamento veloce perché l'aria in cella ha una ridotta capacità di scambio termico muovendosi per moti convettivi.

2.2. RECUPERO DI CALORE DAI GAS DI SCARICO

Come anticipato, l'aumento del consumo di combustibile ha portato ad incrementare le ricerche su un uso corretto e sostenibile dell'energia. In particolare, si è cercato di ottimizzare le tecnologie per le quali i combustibili erano maggiormente usati. Analizzando i motori a combustione interna si è notato che solo il 30-40% dell'energia chimica del carburante veniva convertita in lavoro utile, la percentuale rimanente era buttata in ambiente attraverso i gas di scarico ad alta temperatura. Si è cercato allora un modo per recuperare l'energia persa, così da ottenere un miglioramento a livello energetico, economico e ambientale.

Sono stati analizzati diversi sistemi in grado di recuperare il calore dai gas di scarico:

- Generatori termoelettrici (TEG): sono dispositivi allo stato solido che usano l'effetto Seebeck, producono corrente elettrica in modo proporzionale alla differenza di temperatura fra le due estremità. Anche se l'efficienza di conversione di questa tecnologia è relativamente bassa (10-15%) è uno dei sistemi migliori per convertire il calore di scarto in elettricità.
- Ciclo Rankine organico (ORC): anche se rappresenta una delle migliori tecnologie per il recupero di calore, nel contesto presentato non è opportuno prenderla in considerazione a causa del suo ingombro e a livello economico.
- Refrigerazione ad assorbimento di vapore (VAbR) e ad adsorbimento di vapore (VAdR): usano il calore per produrre effetto refrigerante, lavorando con piccole portate di fluido e a basse temperature.
- Sistemi termoacustici: il calore viene spostato attraverso le onde sonore. Sono interessanti perché non hanno parti in movimento, sono affidabile e costano poco, però sono ingombranti, hanno basse efficienze e densità di potenza.
- La dissalazione: il calore viene usato in un range di temperature basse. È una tecnologia adatta per i motori fissi.
- Sistemi di rigenerazione magnetica attiva (AMR): attraverso un elemento magnetico, gli AMR magnetizzano e smagnetizzano un refrigerante magnetico e il fluido termovettore scorre in un letto poroso solido. I refrigeranti usati non sono dannosi per l'ambiente e la loro efficienza, paragonandola con i VCR, risulta maggiore. I problemi principali di questi sistemi sono il costo e il peso che risulta essere anche 2-3 volte superiore ai VCR.
- Cicli termici combinati (CTC): usano due o più tecnologie per ottenere un effetto migliore. Un esempio potrebbe essere quello di combinare un VAbR ad un sistema TEG.

Di seguito vengono presentati i risultati ottenuti da due lavori sperimentali: il primo svolto da Yadav e Berwal [9] su un motore a combustione interna multi-cilindro per calcolare la quantità e la qualità del calore disperso nei gas di scarico, il secondo da Talom e Beyene [10], i quali hanno abbinato un frigorifero di tre tonnellate ad un motore a combustione interna (V6 da 2.8 l).

Nel primo studio, il motore testato su un banco di prova, per carichi variabili, è stato un Maruti 800 a tre cilindri, motore a benzina a quattro tempi. All'aumentare della velocità e del carico del motore, si è notato un aumento della potenza indicata, delle perdite per attrito e della quantità di carburante e aria fornita. La coppia del motore, a differenza delle quantità prima citate, varia solo al variare del carico, mentre, con la velocità, ha un andamento costante.

Nella Figura 11 vengono mostrati gli andamenti del calore perso dai gas di scarico (Q_{exh}), dell'energia disponibile allo scarico del motore (A_{exh}) e dell'entropia dei gas di scarico (S_{exh}) al variare della velocità e del carico. I valori dell'energia disponibile allo scarico del motore variano da circa 2 kW per un quarto di carico, a 2000 RPM, a 21 kW per il carico totale a 5000 RPM. Proprio queste quantità saranno usate dai sistemi di recupero del calore.

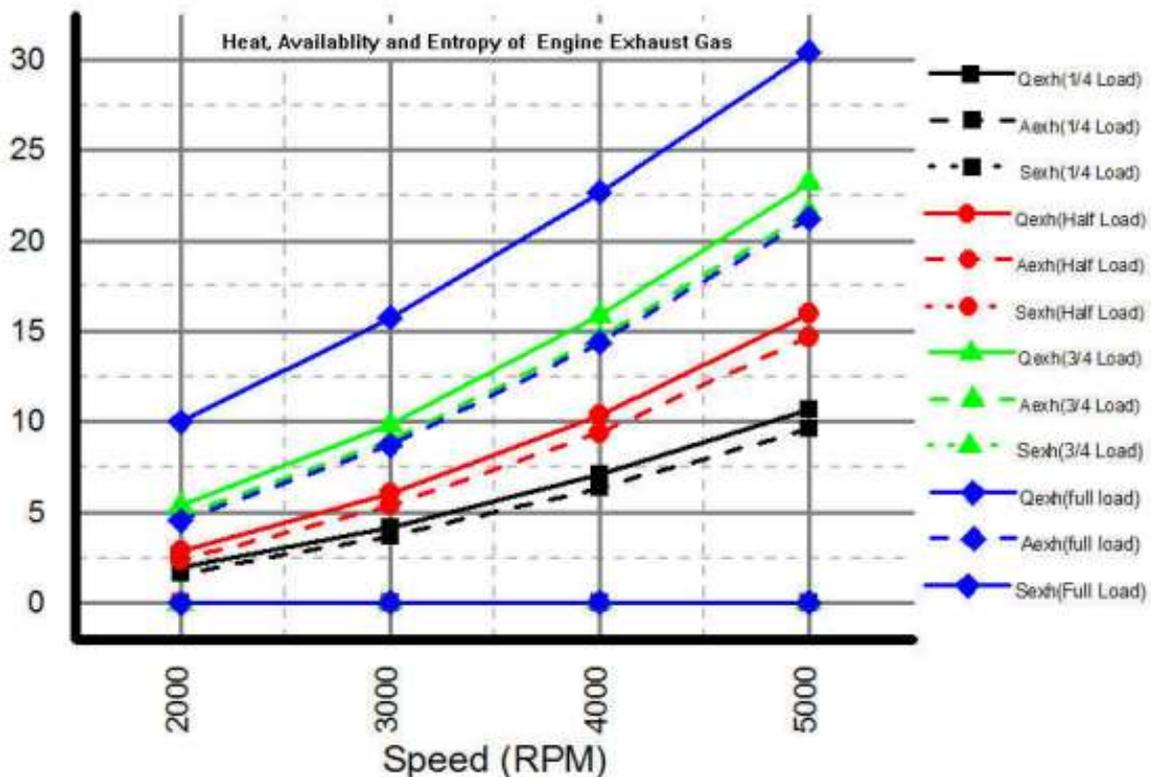


Figura 11: Andamento del calore di scarto, calore disponibile ed entropia dei gas di scarico al variare della velocità del motore [9]

Nel secondo studio vengono analizzati, inizialmente, tutti i parametri che caratterizzano il motore e il combustibile, dopo alcuni calcoli su questi, è stato selezionato un refrigeratore ad assorbimento che ha una capacità di raffreddamento pari a 10.55 kW, temperatura di ingresso del calore pari a 350 °C, potenza di raffreddamento in uscita pari a 17 kW e, infine, 0.74 kW in ingresso.

Per soddisfare i requisiti del refrigeratore si è scelto un motore di capacità di 2.8 l. Una volta calcolata la portata e il regime del motore, si può ricavare l'energia disponibile allo scarico (19.2 kW) che risulta essere maggiore del calore richiesto dal refrigeratore. L'accoppiamento è stato effettuato eliminando il bruciatore e sostituendolo con un ingresso dello scarico modificato opportunamente per i test.

Per i primi test effettuati si è monitorata la temperatura dell'acqua refrigerata al variare del numero di giri al minuto: se il numero di giri era al di sotto dei 1800 RPM la temperatura aumentava gradualmente, se il numero di giri saliva, per una temperatura ambiente pari a 29.5 °C, la temperatura aumentava per i primi minuti, per poi arrivare a 12 °C dopo altri 8 minuti. Aumentando ancora, a 2800 RPM, l'andamento era uguale al test precedente ma per arrivare a 12 °C servivano la metà dei minuti. La Figura 12 dimostra che aumentando ancora il numero di giri varia solo il tempo in cui si raggiunge la temperatura impostata.

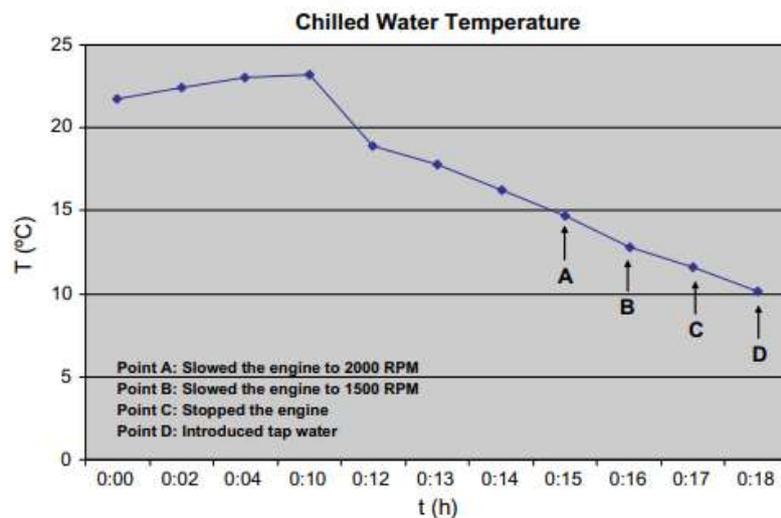


Figura 12: Variazione della temperatura dell'acqua refrigerata a 3000 RPM e per una temperatura ambiente di 29.5 °C [10]

Di seguito sono mostrati i due layout su cui sono stati svolti i test: inizialmente, per motivi di sicurezza, il test è stato condotto su un circuito chiuso, poi, per replicare più fedelmente la realtà, sono stati aggiunti due serbatoi e un radiatore. La prima configurazione è stata utile per analizzare le condizioni di emergenza: per accelerare il processo di raffreddamento sono state chiuse le valvole V1 e V2 e aperta V3, ma ciò potrebbe causare il congelamento dell'evaporatore (i risultati sono riportati in Figura 14). Nella seconda configurazione, prima è stato aggiunto il serbatoio 1, che veniva usato per la mandata dell'acqua refrigerata, successivamente il secondo, che era il serbatoio di ritorno dell'acqua. Il radiatore rappresentava il carico del refrigeratore e la ventola vicino ad esso poteva essere usata per far variare il carico.

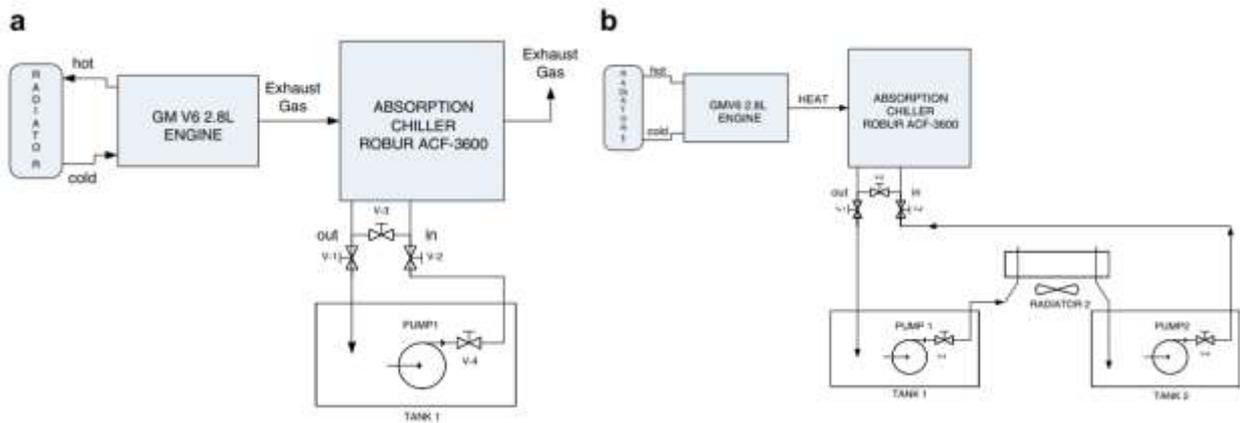


Figura 13: Configurazione dei sistemi usati per i test [10]

I risultati degli esperimenti mostrano che la temperatura all'interno del primo serbatoio oscillava intorno ai 4.4 °C e nel secondo serbatoio si arrivava a circa 8.3 °C. Robur, produttore del refrigeratore, suggeriva una temperatura di 6.6 °C per il primo e 12.7 °C per il secondo.

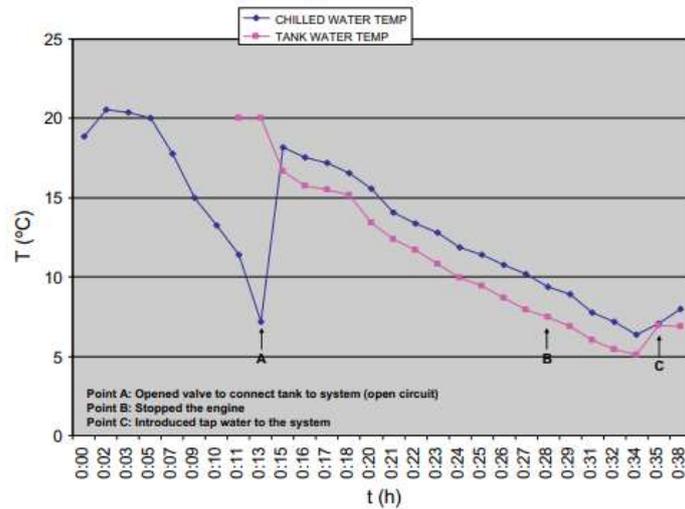


Figura 14: Temperatura del chiller e del serbatoio considerando una temperatura ambiente pari a 24 °C [10]

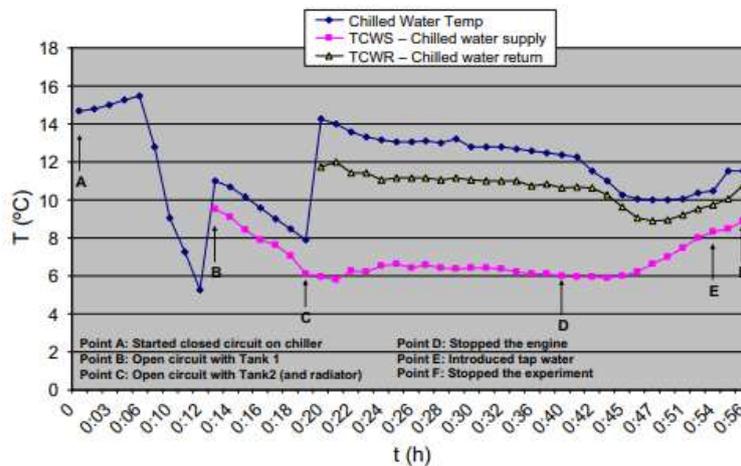


Figura 15: Temperatura del chiller e dei serbatoi per il ciclo chiuso, con temperatura ambiente pari a 18 °C [10]

In ogni caso, i risultati ottenuti hanno dimostrato che il recupero del calore dei gas di scarico per alimentare il sistema di assorbimento è fattibile e potrebbe migliorare le prestazioni generali del sistema.

Il fatto che i sistemi ad assorbimento di vapore recuperano molto calore e portano ad una riduzione della temperatura dei gas di scarico riducendo l'inquinamento atmosferico, li ha resi la tecnologia migliore per il recupero del calore dai gas di scarico.

3. IMPIANTI AD ASSORBIMENTO

Il processo di assorbimento è un processo esotermico che può essere spiegato collegando due serbatoi contenenti uno refrigerante e l'altro una soluzione binaria di refrigerante e assorbente.

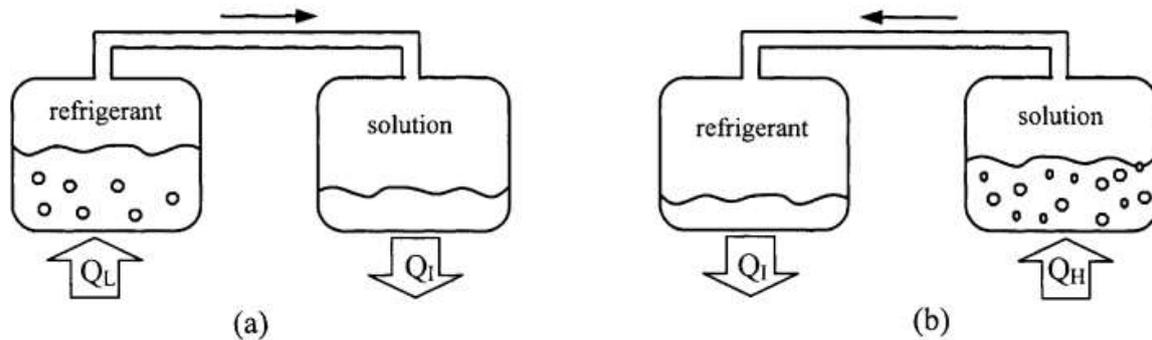


Figura 16:(a) nel recipiente di destra avviene il fenomeno dell'assorbimento che causa, nel recipiente di sinistra, raffreddamento (b) nel recipiente di destra viene fornito del calore che causa la separazione del refrigerante [11]

La soluzione assorbe il vapore del refrigerante del contenitore adiacente provocando sia una riduzione della pressione del sistema che una riduzione di temperatura del refrigerante a causa della vaporizzazione. Ciò produce refrigerazione nel serbatoio contenente il refrigerante e la diluizione della soluzione che ha assorbito il refrigerante nell'altro serbatoio.

Una volta che il refrigerante raggiunge la condizione di saturazione, non riesce a continuare il fenomeno dell'assorbimento, allora deve avvenire la separazione tra soluzione e refrigerante. Questo processo è endotermico, ovvero, per far sì che avvenga occorre applicare calore al serbatoio contenente soluzione più refrigerante, così da far condensare il vapore del refrigerante che cede calore all'ambiente circostante.

Poiché i processi di assorbimento e separazione non possono avvenire contemporaneamente, è stato sviluppato un ciclo che è la combinazione dei due fenomeni e che prende il nome di ciclo di assorbimento [11].

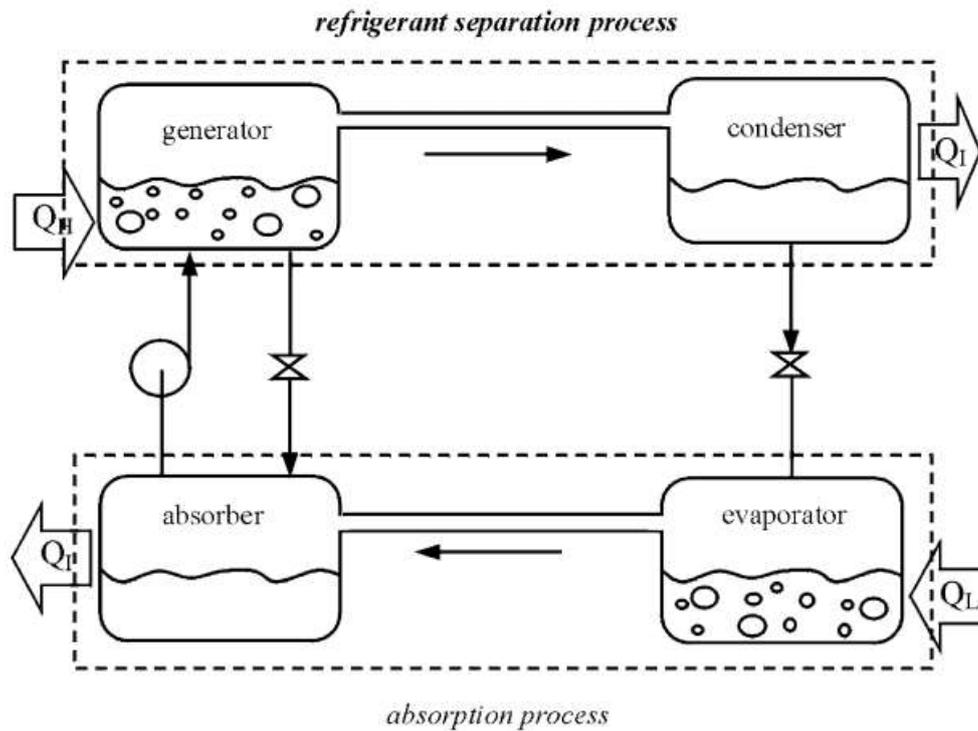


Figura 17: Ciclo di refrigerazione ad assorbimento in cui vengono mostrati i processi menzionati nella Figura 15 [11]

Come si può vedere dalla Figura 17, il ciclo ad assorbimento può essere paragonato al ciclo a compressione di vapore con la differenza che il compressore viene sostituito da un assorbitore, un generatore e una pompa, tra i due componenti prima citati, con il compito di portare la soluzione ad una pressione adeguata a far continuare la circolazione. Prendendo come esempio una macchina del tipo acqua-ammoniaca, si può descrivere il ciclo come segue: cedendo calore al generatore, l'ammoniaca, che è la parte più volatile della miscela, viene liberata quasi allo stato puro e ad alta pressione, il ciclo prosegue come quello a compressione di vapore passando per il condensatore, una valvola di laminazione che abbassa la pressione e l'evaporatore. All'uscita dell'evaporatore è presente l'assorbitore, qui l'ammoniaca si miscela con una soluzione di acqua-ammoniaca povera della seconda componente e proveniente dal generatore. Infine, attraverso una pompa la soluzione arricchita di ammoniaca, che si trova in condizioni di liquido, ritorna al generatore e il ciclo continua [4].

3.1. MISCELE

Per il buon funzionamento della macchina vengono imposti dei requisiti alle miscele impiegate: non devono formare la fase solida in quanto il fluido non riuscirebbe più a scorrere e la macchina si arresterebbe, devono avere volatilità differenti così da permettere il processo di separazione (refrigerante più volatile dell'assorbente), dalle proprietà fisiche del refrigerante dipendono le

pressioni di lavoro ed è richiesta una certa stabilità chimica della sostanza in modo da non avere la formazione di sostanze indesiderate all'interno del circuito o corrosive. Per ottenere un buon assorbimento la soluzione deve presentare bassa viscosità, ciò favorisce sia i trasferimenti di massa che gli scambi termici. Un'altra caratteristica importante è data dal calore latente del refrigerante, se è elevato si riducono le perdite per irreversibilità e si ha un pompaggio migliore perché si minimizzano le portate, se, invece, è basso viene favorito il processo di assorbimento.

Due sono le miscele più usate nei cicli ad assorbimento: ammoniacca/acqua e acqua/bromuro di litio, dove la prima sostanza è usata come refrigerante mentre la seconda come assorbente. Non possiedono tutti i requisiti elencati ma hanno entrambe un elevato calore latente del refrigerante, inoltre sono le coppie più analizzate dagli studiosi, quindi sono presenti un numero maggiore di dati. Il principio di funzionamento del ciclo è lo stesso in entrambi i casi [12].

3.1.1. ACQUA/BROMURO DI LITIO

Oltre il fatto di avere un elevato calore latente, come detto in precedenza, la miscela è caratterizzata da un alto grado di volatilità che facilita il processo di separazione e quindi il trasferimento di massa in fase vapore e dà stabilità chimica. La coppia di fluidi, però, presenta numerosi svantaggi: poiché viene usata l'acqua come refrigerante bisogna porre attenzione alle basse temperature, la viscosità è relativamente elevata, basse diffusioni termiche e molecolari e il bromuro di litio tende a solidificarsi anche con piccole concentrazioni. Inoltre, la miscela, a causa della corrosione, potrebbe formare degli incondensabili che andrebbero a intaccare tutti i componenti dell'impianto, in particolar modo l'assorbitore.

Gli impianti con questa miscela hanno applicazioni soprattutto in campo civile, nel settore della climatizzazione perché per evitare la cristallizzazione, l'acqua non può circolare in cicli che funzionano per temperature inferiori a 0 °C. Inoltre, sarebbe opportuno lavorare in condizioni di sottovuoto perché l'acqua, per evaporare a bassa temperatura, deve essere portata a pressioni molto basse.

3.1.2. AMMONIACA/ACQUA

L'ammoniaca è una sostanza naturale usata per molteplici attività, è un gas incolore, tossico e dall'odore pungente che reagisce molto velocemente con le membrane mucose perché altamente solubile in acqua, ma non viene assorbita dalla pelle. Il suo odore consente di percepire le perdite e di provvedere alla manutenzione e al controllo del sistema ma, a causa della sua tossicità, vi sono delle restrizioni sull'impiego di impianti che usano miscele con ammoniaca negli spazi chiusi. Rispetto all'acqua presenta una minore densità e viscosità e punti di ebollizione e congelamento meno elevati. In presenza di ossigeno può intaccare materiali come il rame o l'alluminio, quindi gli impianti in cui viene usata come refrigerante presentano componenti in acciaio o acciaio inox. Inoltre, nei

materiali, costituenti i componenti, vengono inseriti, in piccole quantità, dei sali che evitano la corrosione, questi formano uno strato protettivo di ossido nella superficie metallica così da evitare il contatto diretto con la soluzione corrosiva.

Le differenze tra un sistema ammoniaca/acqua e uno acqua/bromuro di litio sono che il primo ha pressioni di esercizio più elevate rispetto al secondo, quindi non si hanno perdite d'aria, inoltre, non si ha la cristallizzazione della soluzione. La prima miscela ha un range di temperature di funzionamento più esteso rispetto alla seconda, è meno densa ed è meno viscosa.

Per quanto riguarda il COP, si ha un valore leggermente inferiore nei sistemi che usano la miscela di acqua e ammoniaca rispetto a quelli con miscela LiBr-H₂O, ma possono essere paragonati andando a considerare i processi in cui entrambe le miscele sono usate [12]. Nell'ultimo decennio si è individuata un'ulteriore coppia di lavoro, NH₃-LiNO₃, che attraverso le sue proprietà riusciva a superare alcuni dei problemi delle altre due coppie come, ad esempio, la cristallizzazione e la necessità del processo di rettifica. Comunque, i test effettuati su una macchina che aveva questa coppia di lavoro non sono stati soddisfacenti.

Visti i vantaggi della seconda coppia di fluidi viene studiato più nel dettaglio l'impianto di refrigerazione ad assorbimento ad acqua-ammoniaca.

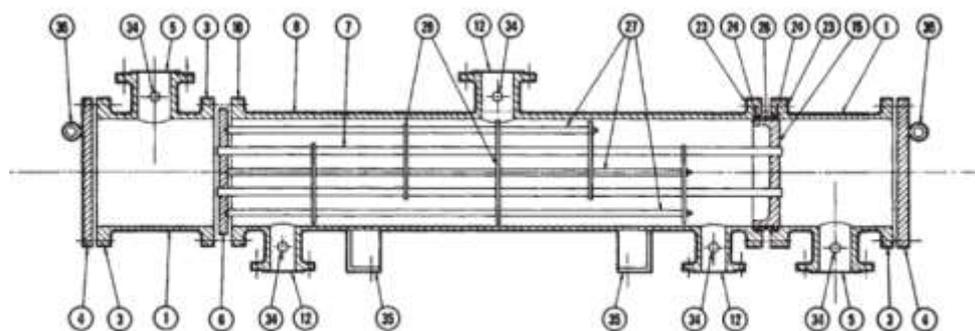
3.2. COMPONENTI DEL CICLO AD ASSORBIMENTO

Nel seguente paragrafo vengono analizzati i componenti dell'impianto, focalizzando l'attenzione soprattutto sull'assorbitore e sul generatore.

3.2.1. EVAPORATORE

L'evaporatore in un ciclo ad assorbimento, generalmente, è uno scambiatore di calore a fascio tubiero. Non è compatto e può lavorare sia in condizioni di vuoto che a pressioni molto elevate. Presenta un range di temperatura molto grande perché si va da temperature di criogenia fino a 1400 K. È costituito da un fascio di tubi che possono essere posizionati sia in verticale che in orizzontale, normalmente di sezione circolare, montati nel mantello con l'asse dei tubi parallelo a quello del mantello stesso.

Nella Figura 18 sono rappresentate le parti principali di uno scambiatore a fascio tubiero a tubi orizzontali.



- | | |
|---|--|
| 1. Stationary Head—Channel | 20. Slip-on Backing Flange |
| 2. Stationary Head—Bonnet | 21. Floating Head Cover—External |
| 3. Stationary Head Flange—Channel or Bonnet | 22. Floating Tubesheet Skirt |
| 4. Channel Cover | 23. Packing Box Flange |
| 5. Stationary Head Nozzle | 24. Packing |
| 6. Stationary Tubesheet | 25. Packing Gland |
| 7. Tubes | 26. Lantern Ring |
| 8. Shell | 27. Tie Rods and Spacers |
| 9. Shell Cover | 28. Transverse Baffles or Support Plates |
| 10. Shell Flange—Stationary Head End | 29. Impingement Plate |
| 11. Shell Flange—Rear Head End | 30. Longitudinal Baffle |
| 12. Shell Nozzle | 31. Pass Partition |
| 13. Shell Cover Flange | 32. Vent Connection |
| 14. Expansion Joint | 33. Drain Connection |
| 15. Floating Tubesheet | 34. Instrument Connection |
| 16. Floating Head Cover | 35. Support Saddle |
| 17. Floating Head Flange | 36. Lifting Lug |
| 18. Floating Head Backing Device | 37. Support Bracket |
| 19. Split Shear Ring | 38. Weir |
| | 39. Liquid Level Connection |

Figura 18: Identificazione degli elementi principali in uno scambiatore di calore a tubi. Fonte: docplayer.it/23773267-Fluidi-termici-di-servizio.html, consultato il 10/03/2021

I tubi possono essere lisci o avere delle superfici con scanalature all'esterno e vengono fissati sulle piastre tubiere per mandrinatura o per saldatura. Le piastre sono chiuse da opportune testate che guidano il fluido all'interno del tubo. Il fascio tubiero può avere diverse disposizioni: dal punto di vista dello scambio termico quella migliore è a maglia triangolare con angolo di 30°, questo consente di ottenere fasci più compatti aumentando la superficie di scambio termico. I diaframmi, invece, hanno il compito di sostenere il fascio di tubi limitando le vibrazioni e di guidare il fluido esterno attraverso il fascio tubiero. Per aumentare l'area di scambio si possono introdurre all'interno dei tubi anche delle alette.

In un impianto ad assorbimento, l'evaporatore mette in contatto il fluido dell'impianto da raffreddare, che scorre all'interno dei tubi, con il refrigerante. Trovandosi a bassa pressione, il refrigerante abbassa il suo punto di ebollizione così che evapori a contatto con il fluido dell'impianto; l'evaporazione della miscela sottrae calore alla portata dell'impianto, portandolo ad una temperatura più bassa.

A causa del forte glide di temperatura (deriva dalla differenza di composizione tra liquido e vapore saturo), all'uscita dell'evaporatore non si ottiene vapore surriscaldato e la temperatura di evaporazione non è costante ma dipende dal titolo di vapore. Questo comportamento del refrigerante in uso obbliga a uscire dall'evaporatore con vapore umido. Nel caso di una miscela, la sua evaporazione comporta un aumento di temperatura e ciò, per uno stesso salto entalpico, risulta tanto più marcato quanto meno il refrigerante è puro. Quindi una grande percentuale di acqua nel refrigerante va a diminuire l'effetto utile perché compromette la quantità di calore recuperato.

3.2.2. CONDENSATORE

Il condensatore, come l'evaporatore, è uno scambiatore tubi alettati dove all'interno dei tubi scorre il fluido freddo mentre all'esterno si ha vapore che deve essere condensato. Un'altra tipologia di condensatore usato in questi impianti è una batteria alettata raffreddata dall'aria ambiente.

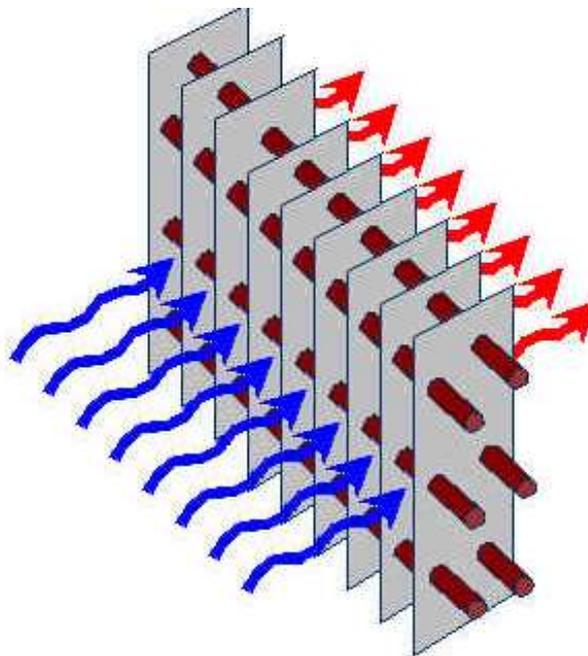


Figura 19: Batteria alettata. Fonte:

https://www.centrogalileo.it/nuovaPA/Articoli%20tecnici/Fantoni/gli%20scambiatori%20di%20calore_40_41_42_43.htm,
consultato il 10/02/2021

3.2.3. ASSORBITORE

L'assorbitore è il componente nel quale si ha l'assorbimento del vapore proveniente dall'evaporatore da parte della sostanza assorbente. Dall'assorbimento viene prodotto calore che viene ceduto ad un fluido di raffreddamento. Nella sua progettazione si deve tenere conto di tre aspetti: si deve avere una grande superficie di interfaccia tra il vapore e la sostanza assorbente, lo strato limite di quest'ultimo deve essere rinfrescato in modo continuo e il calore di assorbimento deve essere prelevato nelle

vicinanze di dove è stato prodotto. Se l'assorbitore consente un buon trasferimento di massa si riescono a ridurre l'alimentazione del generatore e le perdite exergetiche, andando ad aumentare il COP.

Vi sono diverse tipologie di assorbitori usati nel ciclo ad assorbimento [13]:

- Assorbitori a film cadente: questa è la tipologia più comune, è costituito da una serie di superfici di scambio termico poste in successione e sulle quali scorre l'assorbente. Sono usati per migliorare il trasferimento di massa e calore, che sono influenzati dalle proprietà del fluido e dalla geometria dello scambiatore, inoltre, il trasferimento di calore è stabile durante il funzionamento. I problemi sono legati alla bagnabilità che deteriora le prestazioni dell'assorbimento. La Figura 20 mostra la configurazione a tubi orizzontali e quella a tubi verticali: la prima tipologia è la più semplice, versatile, genera instabilità nel passaggio da un tubo all'altro ma è storicamente la più usata, la seconda sta incominciando ad assumere maggiore importanza grazie al basso costo e per le dimensioni più ridotte, in questo caso le instabilità sono causate da onde inerziali che si sviluppano lungo il film. A causa del numero elevato di tubi per aumentare l'area di trasferimento di massa, questa tipologia di assorbitore ha grandi dimensioni.

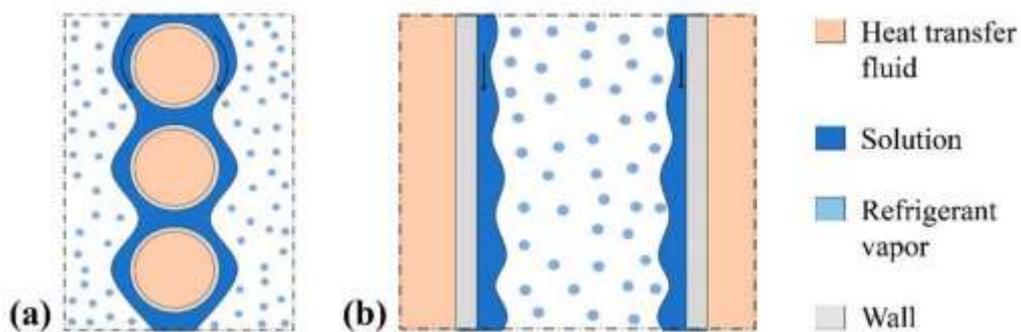


Figura 20:(a) Assorbitore a film cadente con tubi orizzontali, (b) assorbitore a film cadente a tubi verticali [14]

Se la configurazione presenta tubi orizzontali, i processi di trasferimento di calore e di massa avvengono sopra la superficie del tubo, grazie allo scambio che avviene tra la soluzione e il fluido che passa all'interno del tubo stesso. La soluzione, a seconda della sua portata, può assumere forme diverse tra i tubi creando dei difetti che risultano essere benefici per i processi di trasferimento. Se, invece, i tubi sono verticali, il film può essere interno o esterno senza modificare le prestazioni del componente. Sono state testate diverse configurazioni superficiali del tubo per poi confrontare le prestazioni con un semplice tubo liscio: tubi pin-fin e scalati mostrano una percentuale di assorbimento nettamente superiore rispetto ai tubi lisci, con prestazioni paragonabili ad assorbitori a tubi orizzontali.

Un'altra tipologia di assorbitore a film cadente è quello a piastre: sono costruiti tramite processi di brasatura e possono presentare superfici lisce o ondulate. Sono economici e hanno alte prestazioni, anche se per ottenerle bisogna prestare attenzione alla distribuzione della soluzione. Nella Figura 21 vengono mostrate delle piastre con due diverse configurazioni superficiali: la prima è stata proposta da Mortazavi et al. [15] che ha inserito delle alette così da aumentare la bagnabilità e ridurre lo spessore del film. I risultati sperimentali hanno mostrato dei tassi di assorbimento elevati rispetto agli assorbitori tradizionali. L'altra configurazione, progettata da Michel et al. [16], presenta delle scanalature sulla superficie della piastra. Anche qui, i tassi di assorbimento sono risultati elevati.

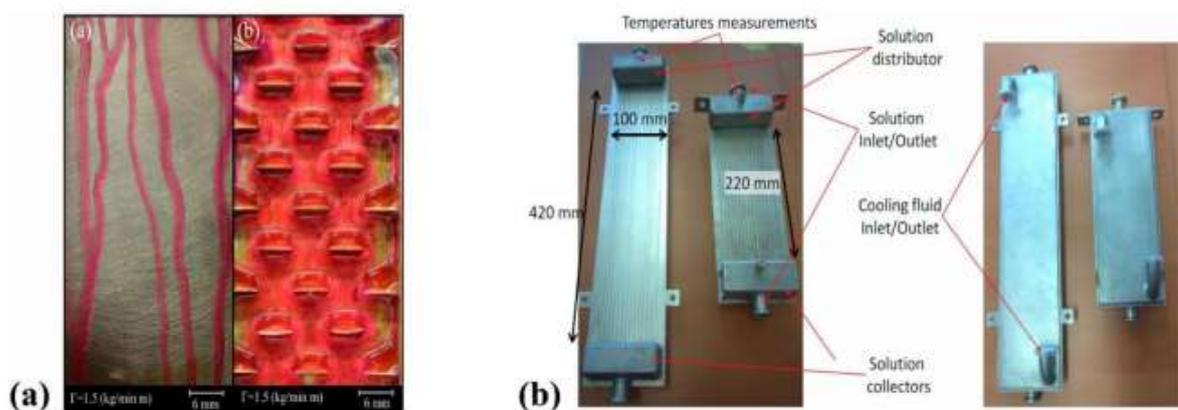


Figura 21: Macrostruttura della piastra di un assorbitore. (a) piastra analizzata da Mortazavi [15]; (b) piastra analizzata da Michel [16]

Sono stati svolti numerosi studi su questa tipologia di assorbitori, una di queste, svolta da Kwon e Jeong [17], consente di paragonare le configurazioni a flusso parallelo e controcorrente: attraverso lo studio si può osservare che all'aumentare della portata e della temperatura della soluzione aumenta la velocità totale di trasferimento di calore che risulta leggermente maggiore per il flusso in parallelo rispetto a quello in controcorrente. La differenza tra i due flussi risulta più evidente qualora la concentrazione della soluzione di ammoniaca diminuisca. Inoltre, il coefficiente di scambio termico, se il flusso è parallelo, non è influenzato dalla portata della soluzione, mentre in controcorrente, viene influenzato significativamente dal flusso di vapore. L'influenza del flusso di vapore sul trasferimento di calore e di massa si riduce all'aumentare della concentrazione della soluzione.

- Assorbitori a bolle: oltre ad avere buoni coefficienti di trasferimento di massa e di calore tra le fasi di vapore e di liquido, anche se il processo ha prestazioni migliori nell'assorbitore a film cadente, presentano una buona miscelazione tra liquido e vapore e una buona bagnabilità. Sono molto usati con la miscela ammoniac-acqua per applicazioni di piccola capacità. Se la miscela avesse come refrigerante l'acqua, il loro uso non è consigliato in quanto si avrebbero

basse prestazioni e difficile generazione di bolle. È possibile usare degli scambiatori di calore che presentano geometrie semplici come quelli a tubazione doppia o, per perfezionare la miscelazione, quelli a piastre. Un problema riscontrato in questi assorbitori è la probabile contaminazione da evaporazione dal fluido di lavoro, ciò potrebbe incrementare la temperatura di ebollizione del refrigerante che andrà ad influenzare negativamente il processo di assorbimento.

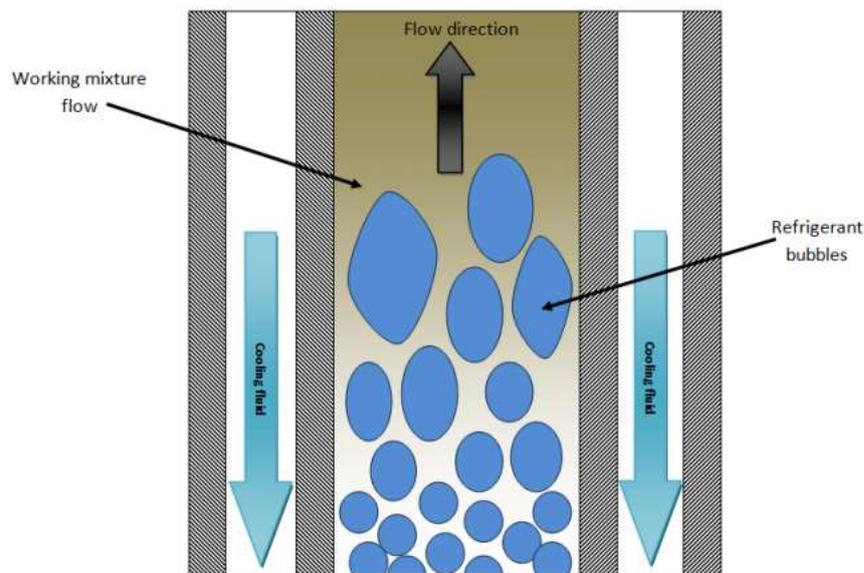


Figura 22: Configurazione assorbitore a bolle [18]

Vengono analizzati due studi sperimentali sugli assorbitori a bolle d'acqua di ammoniaca: attraverso il primo studio, che utilizza uno scambiatore a piastre ondulate, si è notato che aumentando la pressione del componente il flusso di assorbimento di massa e il trasferimento di calore della soluzione sono stati migliorati, mentre aumentare la temperatura di raffreddamento e la concentrazione della soluzione ha portato ad una loro diminuzione. Il flusso di assorbimento di massa è stato aumentato incrementando la portata dell'acqua di raffreddamento mentre il coefficiente di trasferimento del calore della soluzione è migliorato quando la portata della soluzione era maggiore. Inoltre, si può affermare che l'area assorbente è stata interamente utilizzata per il processo di assorbimento, in quanto il sottoraffreddamento della soluzione all'uscita del componente era molto basso [19]. Il secondo studio, invece, mette a confronto un assorbitore a bolle a tubo liscio e uno a doppio tubo con un miscelatore statico a vite elicoidale dove il vapore ammoniacale e la soluzione scorrevano in co-corrente, mentre il fluido di raffreddamento in controcorrente.

I risultati mostrano che il secondo assorbitore presenta un carico termico di assorbimento per area superiore del 31,61% rispetto al primo. Però, andando a confrontare i dati teorici con quelli sperimentali, sono state notate delle differenze notevoli dovute al fatto che è stata calcolata la temperatura media logaritmica in condizioni di equilibrio. Ciò può essere migliorato introducendo nell'equazione di trasferimento di calore il calore di assorbimento [20].

- Assorbitori a superficie: il fluido di raffreddamento circola in una serpentina che è immersa in un serbatoio. Questa tipologia presenta una superficie di assorbimento ridotta rispetto alle dimensioni totali del componente. Per avere una buona efficienza vi deve essere un alto rapporto tra la circolazione del liquido e il volume del serbatoio [18].
- Assorbitori a membrana: in questi scambiatori la soluzione è vincolata tra due pareti, la prima è solida e consente il trasferimento di calore, la seconda è permeabile al vapore e consente il trasferimento di massa. Presentano una grande area interfacciale che li rende molto efficienti, la velocità del gas e del liquido evita l'allagamento, la permeabilità al vapore è alta e non si ha la condensazione del vapore così da non bloccare i pori. Il fatto che lo spessore del film e la velocità della soluzione possono essere controllati separatamente consentono la riduzione delle dimensioni e del peso, rispetto agli scambiatori a film cadente a piastre. Sono usati soprattutto con miscele che non contengono sali perché questi potrebbero accumularsi nei pori. Nello studio effettuato da J. Chen, Chang e S. Chen [21], viene studiato un assorbitore in cui il modulo a membrana a fibra cava presenta un deflettore che devia il flusso di liquido verso l'involucro del modulo e dove la soluzione di assorbimento entra nel tubo centrale, scorre tra il deflettore e il modulo ed esce sempre dal tubo centrale. Sono state usate due tipologie di fibre una porosa e una non porosa: quelle porose, in cui scorre il vapore da assorbire, sono usate per il trasferimento di calore e massa tra la soluzione e la fase vapore, mentre fibre non porose, nelle quali scorre il fluido di raffreddamento, semplificano il trasferimento di calore tra il fluido di raffreddamento e la soluzione di assorbimento.

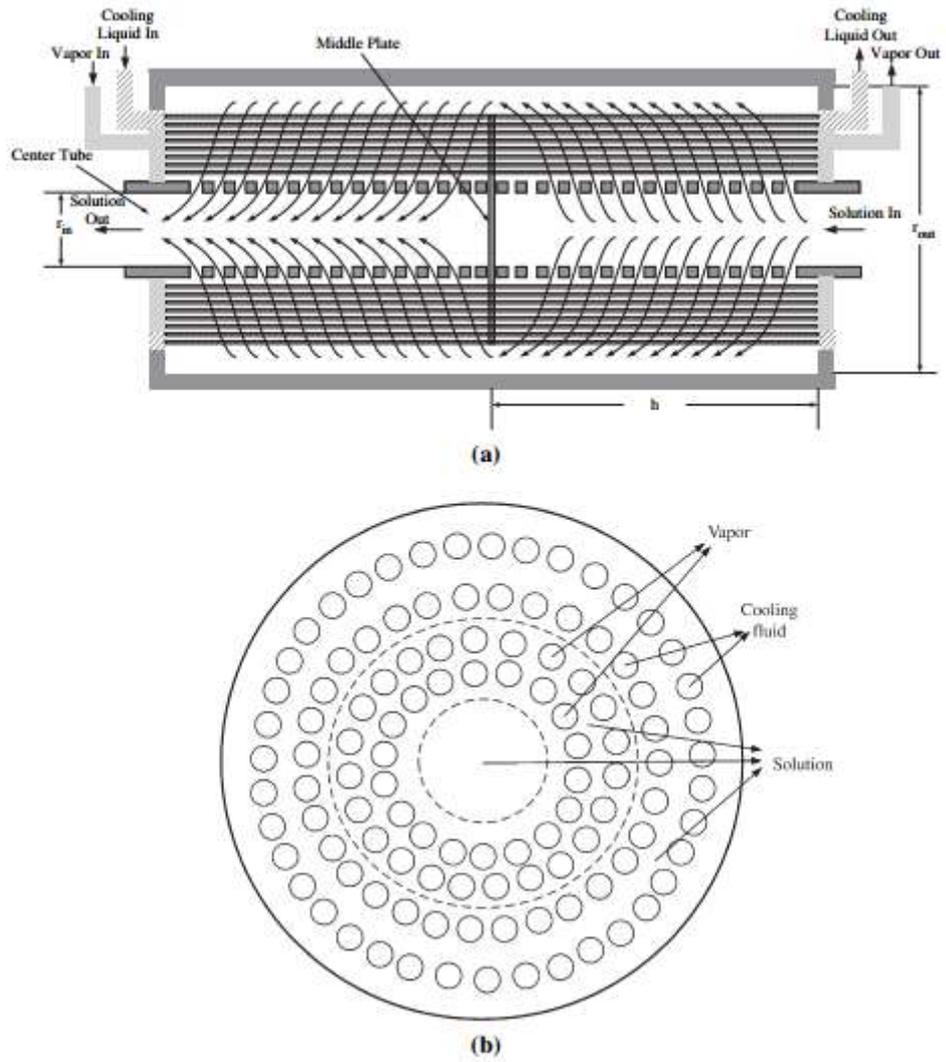


Figura 23: Assorbitore a membrana cava: (a) vista laterale, (b) vista frontale [21]

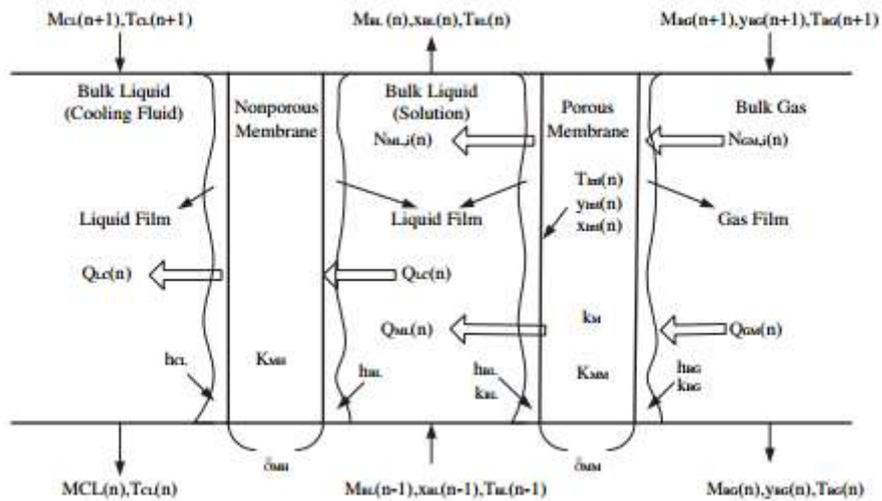


Figura 24: Schematizzazione del trasferimento di massa e di calore nell'assorbitore a membrana cava [21]

Dallo studio effettuato, si nota che i fattori che influenzano maggiormente le prestazioni dell'assorbitore sono la grande area interfacciale e il trasferimento di massa, inoltre, si ottiene un aumento dell'efficienza andando a diminuire la portata di soluzione circolante. L'aumento del COP è di circa il 15% e si ha, anche, la riduzione delle perdite di exergia del sistema. Questo sistema, però, presenta dei problemi dovuti all'utilizzo di materiale polimerico: è fattibile quando la temperatura di esercizio non è troppo elevata, si potrebbe usare nei sistemi integrati con energia solare.

- Assorbitori adiabatici: con questa tipologia di assorbitore vengono separati i processi di trasferimento di massa e di calore, quest'ultimo avviene in uno scambiatore di calore monofase esterno. Il trasferimento di massa riduce la velocità di assorbimento perché il processo è controllato dalla diffusione molecolare del liquido [13].

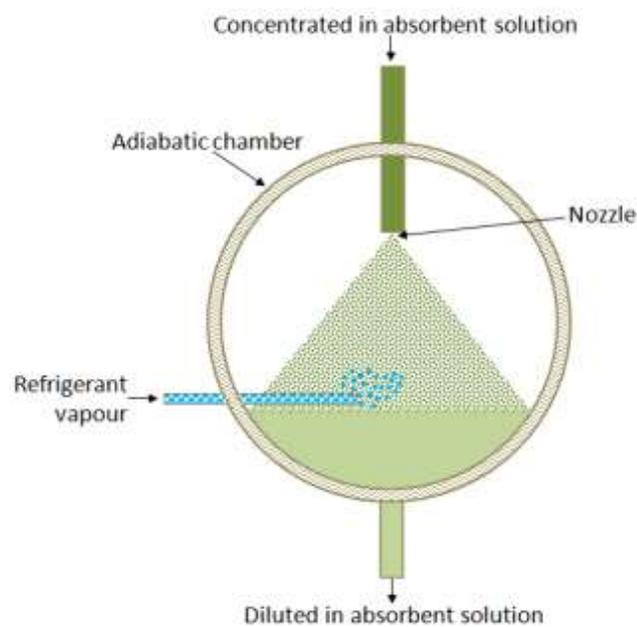


Figura 25: Schematizzazione di un assorbitore adiabatico

3.2.4. GENERATORE

Il calore proveniente dai gas di scarico serve per alimentare questo componente, che, di conseguenza, è uno dei più importanti e su di esso sono stati concentrati maggiormente gli studi (sezione 4 dell'elaborato). Lo scopo principale del generatore è quello di separare il refrigerante dall'assorbente. È un serbatoio contenente la soluzione ricca che, attraverso lo scambio di calore con i gas di scarico, viene fatta bollire. La forma e la configurazione del serbatoio dipendono dall'uso e dal percorso dei fumi.

Poiché le sostanze coinvolte nel processo hanno volatilità simili, all'uscita del generatore si avrà del vapore con una piccola concentrazione di acqua che potrebbe causare dei problemi ai componenti del sistema e diminuire le sue prestazioni. Occorre associare al generatore una colonna di distillazione. A questa viene fornito calore nella parte bassa, così da far bollire la soluzione: il vapore va verso l'alto e il liquido scende verso la parte bassa. Inoltre, per facilitare la separazione viene sottratto del calore nella parte superiore, chiamata zona di rettifica. Nel caso in cui la miscela è acqua/bromuro di litio, la distillazione frazionata non è necessaria visto che la volatilità dell'assorbente (bromuro di litio) è trascurabile rispetto a quella del soluto (acqua).

La colonna di distillazione, quindi, viene usata per separare i componenti della soluzione in modo completo attraverso un processo continuo. La colonna, in pressione e ad asse verticale, è costituita da diversi piatti posti in successione; in questi si ha il contatto tra il vapore che sale dal piatto inferiore e il liquido depositato sul piatto preso in considerazione, successivamente il liquido scende attraverso un condotto e va verso i piatti inferiori. Il contatto tra la fase liquida e il piatto solido consente lo scambio tra i componenti più volatili, che si andranno ad accumulare nella fase vapore, e quelli meno volatili che rimarranno nella fase liquida. I processi che avvengono possono essere descritti come una parziale evaporazione dei componenti più volatili e una condensazione adiabatica di quelli meno volatili. Per non far scendere il liquido immediatamente è necessario che la velocità della fase vapore sia superiore ad un certo valore limite [22].

I piatti vengono progettati e realizzati in modo tale da garantire il contatto tra la fase vapore e quella liquida. I piatti della colonna di distillazione possono presentare due diverse configurazioni, visibili in Figura 26:

- A stramazzo: possono essere forati, a valvola o a campanella. Il liquido, presente nella parte superiore del piatto, percorre tutto il piatto e, attraverso dei canali di discesa, arriva al piatto inferiore. Il vapore, invece, sale al piatto superiore gorgogliando attraverso il liquido e passando attraverso dei fori praticati nello spessore del piatto. Le differenze tra le diverse configurazioni dei piatti a stramazzo sono dovute alla dimensione dei fori e alla forma: i piatti forati sono la tipologia più semplice, presentano dei fori dal diametro che va da 8 a 16 mm, con un'area di foratura pari al 20% della superficie del piatto. Se il dimensionamento dei fori non è adeguato il vapore può essere bypassato. I piatti a valvola hanno la dimensione dei fori maggiore rispetto ai primi perché in ogni foro è presente una valvola che si apre attraverso la pressione di risalita del vapore. Anche qui è possibile che il vapore sia bypassato, soprattutto se il liquido presenta un battente troppo elevato. Infine, i piatti a campanella, che sono costituiti da un tubo cilindrico alla fine del quale è posizionata una campana (da qui il nome) con delle aperture che possono avere geometria diverse. Da queste aperture fuoriescono i

vapori. Hanno una grande flessibilità operativa ed è assicurata la tenuta grazie all'altezza del tubo, però, la loro efficienza non è molto elevata.

- A gocciolamento totale: in questo caso la dimensione dei fori permette il passaggio sia del liquido, che gocciola nel piatto inferiore, che del vapore che sale verso il piatto superiore. Si ottiene un sistema molto simile a quello delle colonne a riempimento. I piatti possono essere forati o a griglia, con un'area di foratura pari o maggiore della metà della superficie totale del piatto. La diversa tipologia di piatto viene scelta a seconda del fluido da distillare e di conseguenza dalle sue proprietà fisiche e chimiche. Usando questa tipologia di piatto si potrebbero riscontrare dei problemi sull'efficienza se il carico diminuisce [23].

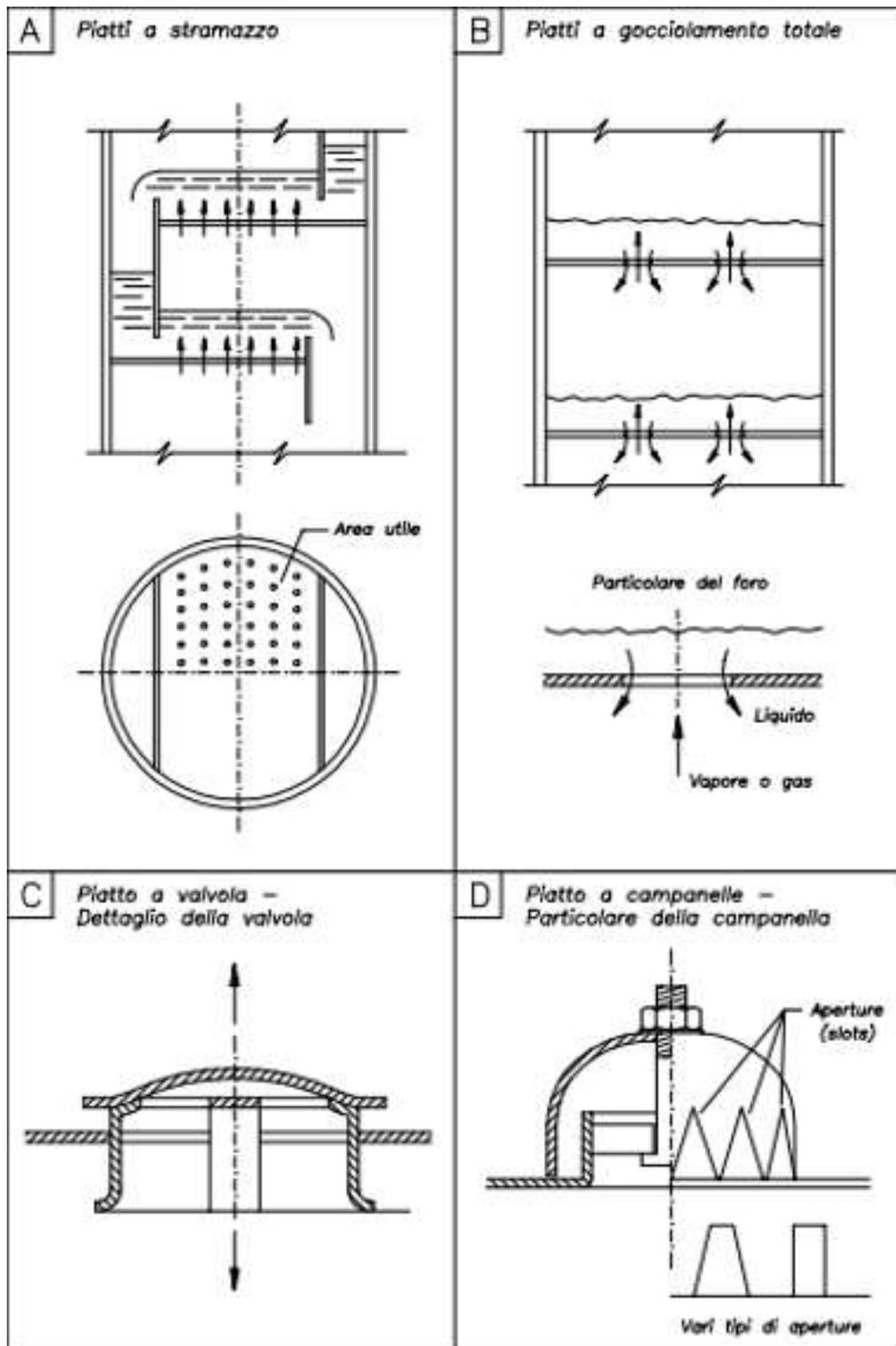


Figura 26: Tipologia dei piatti inseriti nella colonna di distillazione [23]

Oltre alla colonna a piatti è possibile effettuare il processo attraverso una colonna a riempimento, nella quale, invece che i piatti, sono presenti dei corpi di riempimento che hanno il compito di aumentare la superficie di contatto tra le due fasi. Il dimensionamento di questa tipologia di colonna avviene sempre con la quantificazione del numero di piatti necessari per svolgere in modo efficace il

processo, il numero dei piatti trovato viene poi convertito in altezza di riempimento usando dei parametri di conversione.

I corpi di riempimento sfruttano l'aderenza superficiale dei liquidi e devono presentare una superficie di bagnamento per facilitare lo scivolamento per gravità del liquido e avere una sezione libera per il passaggio del vapore che sale lambendo il liquido. I corpi di riempimento maggiormente usati sono i Raschig, i PAL e le selle. Generalmente vengono inseriti in modo casuale, ma, nel caso in cui presentino grandi dimensioni, possono essere impilati in strati sfalsati; poggiano su una griglia di supporto che trattiene i corpi e consente di far distribuire il vapore in modo uniforme, al di sopra della sezione di riempimento vi è un'altra griglia metallica che evita spostamenti improvvisi dei corpi. Le due griglie prendono il nome di piatti di sostegno del carico. Vi sono però delle limitazioni legate ai corpi di riempimento: potrebbero diminuire le prestazioni qualora si creassero delle zone in cui il riempimento fosse meno compatto, cioè i fluidi non riescono a distribuirsi in modo uniforme all'interno della colonna o si potrebbero verificare delle perdite di carico. Il problema delle perdite di carico si può alleviare introducendo i corpi di riempimento in modo strutturato, così si può aumentare l'efficienza e ridurre l'altezza della colonna. Per risolvere il problema della distribuzione del fluido e per evitare dei sovraccarichi nei piatti di sostegno del riempimento, le colonne possono essere realizzate a tratti con l'inserimento, ad intervalli regolari, di piatti di distribuzione del liquido. I piatti di riempimento hanno forme diverse a seconda del diametro della colonna: forma tronco-conica per i diametri più piccoli, mentre per diametri maggiori si creano dei caminetti con intagli triangolari [24].

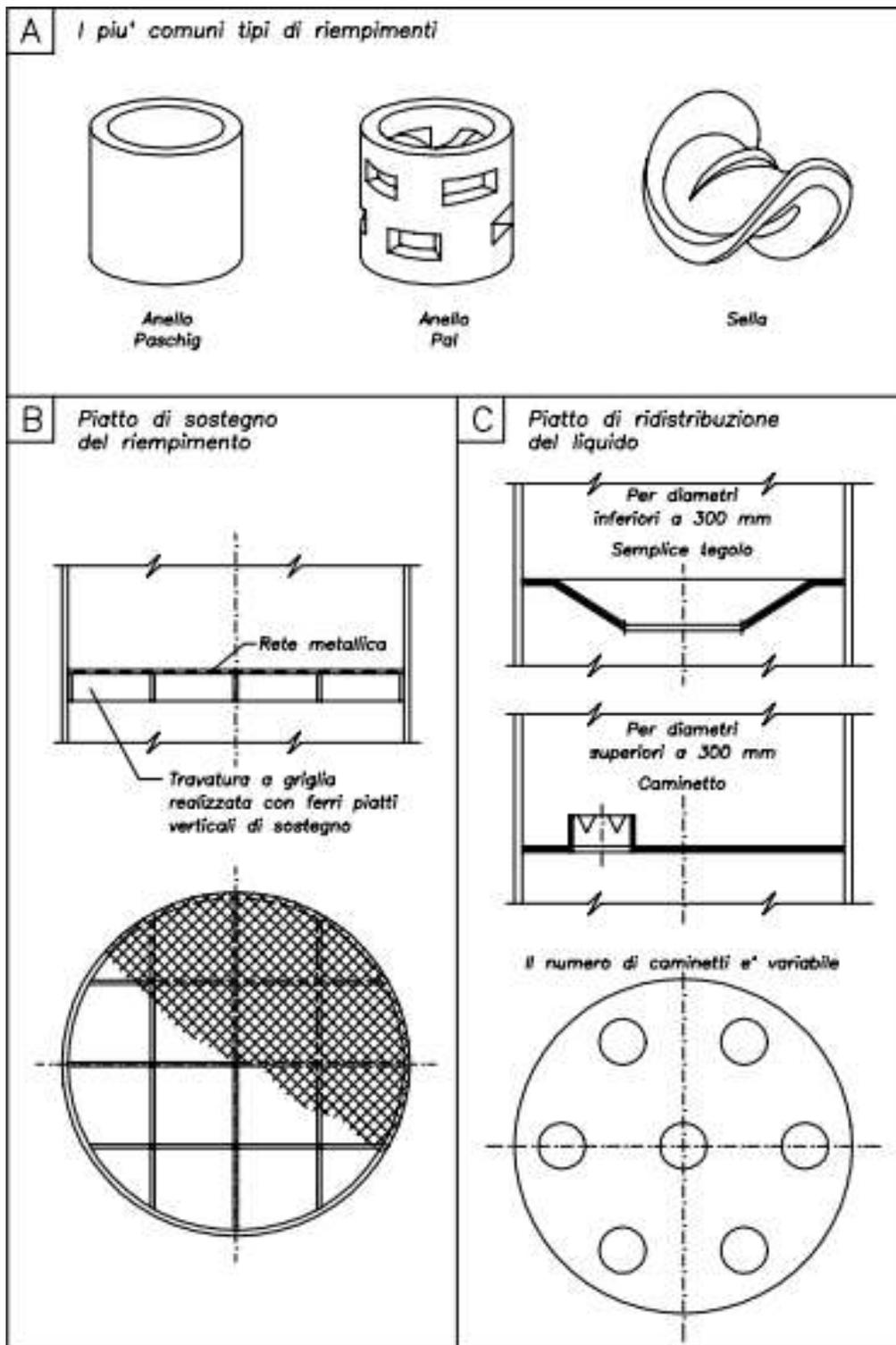


Figura 27:Corpi di riempimento inseriti nella colonna di distillazione [24]

Nel caso in esame potrebbe essere utile inserire un rettificatore nella parte superiore del generatore, per arricchire maggiormente il vapore. Attraverso questo avviene la condensazione parziale o completa, a seconda se il tempo di contatto è sufficiente, del vapore. È formato da una serpentina in cui passa il fluido freddo e il vapore condensa esternamente a questa.

3.2.5. SCAMBIATORE RIGENERATIVO

L'obiettivo di questo componente è quello di riscaldare la soluzione ricca prima che entri nel generatore, ciò si ottiene a spese della soluzione povera, che, invece, viene raffreddata.

Possiamo distinguere due tipi principali di scambiatori rigenerativi: a piastre a flusso incrociato e rotativo. La prima tipologia è costituita da dei filtri che fanno passare alternativamente i fluidi: prima si ha il passaggio del fluido caldo, grazie alla grande capacità termica dei filtri viene accumulato del calore che viene ceduto durante il passaggio del fluido freddo. Nella Figura 28 è mostrato in modo semplificato il funzionamento del componente:

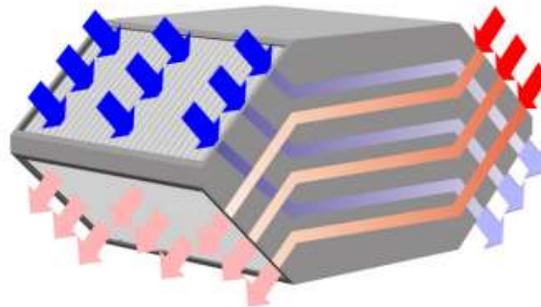


Figura 28: Funzionamento semplificato di uno scambiatore rigenerativo a piastre [25]

I filtri porosi sono formati dalla sovrapposizione di strati di carta pretrattata e con determinate proprietà. Due dei vantaggi più importanti sono la non contaminazione dei fluidi caldi e freddi e la presenza di parti statiche e non mobili.

La seconda tipologia, invece, ha come elemento principale un rotore che ruota lentamente. Durante la rotazione il fluido caldo passa in metà superficie del rotore cedendo calore, che viene accumulato dalla matrice del rotore stesso. Il fluido freddo passa dall'altra metà e assorbe il calore. Qui avviene il contatto tra i due fluidi, di conseguenza è necessaria una maggiore pulizia del componente, ma la superficie maggiore di scambio consente di ottenere prestazioni migliori rispetto alla tipologia precedente [25].

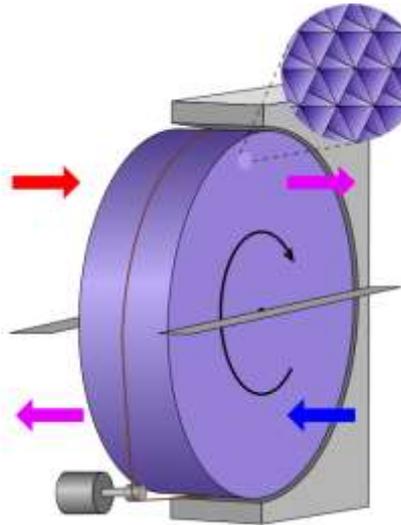


Figura 29: Scambiatore rigenerativo rotativo. Fonte: <https://it.m.wikipedia.org/wiki/File:Rotary-heat-exchanger.svg>, consultato il 25/02/2021

3.2.6. POMPA

Nelle installazioni di grande potenza possono essere usate le pompe centrifughe che riescono a fornire salti di pressione elevati anche per portate piccole. Sono costituite dal diffusore, dalla girante e dal distributore. Il distributore può esserci come no e ha la funzione di direzionare il flusso in modo corretto verso le pale della girante. Il diffusore è posizionato prima della girante e consente di recuperare l'energia cinetica del fluido effettuando una compressione su di esso [26].

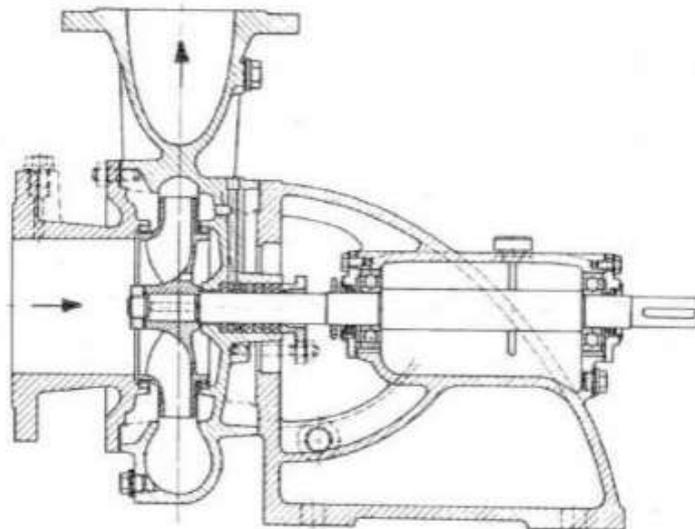


Figura 30: Pompa centrifuga [26]

La girante, infine, è la parte mobile del componente: ruotando trasferisce al liquido l'energia meccanica sottoforma di energia cinetica.

Invece, per gli impianti di piccola potenza vengono usate le pompe volumetriche, in particolare le pompe a diaframma grazie al piccolo numero di parti in movimento e al fatto che possono pompare anche liquidi pericolosi.

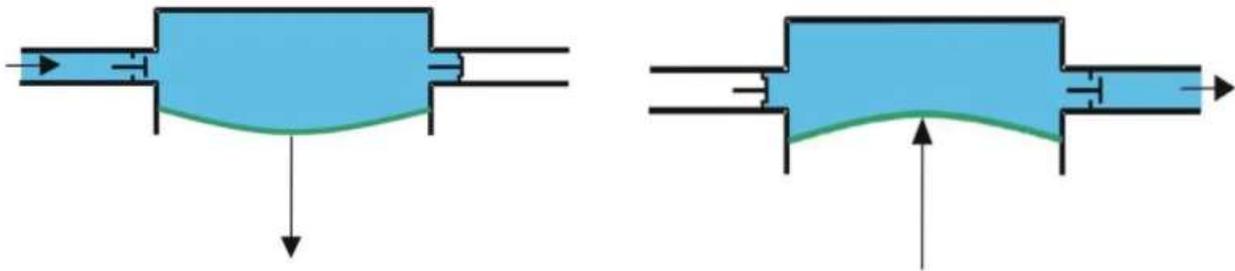


Figura 31: Pompa a diaframma [27]

Nella Figura 31 viene mostrato il funzionamento della pompa a diaframma: la membrana crea una camera che si espande quando entra il fluido e inizia a comprimersi quando fuoriesce; oltre a pompare, la membrana ha lo scopo di separare il pistone (che agisce sulla membrana stessa) dal fluido [27].

La pompa è posizionata subito dopo l'assorbitore ed è collegata ad esso attraverso un tubo di grande diametro, generalmente dritto, così evitare il fenomeno della cavitazione.

3.2.7. VALVOLE

Le valvole sono poste tra quei componenti dell'impianto che presentano notevoli variazioni di pressione. La valvola di laminazione presenta una variazione di diametro che consente al fluido, in uscita dal condensatore, di aumentare la sua velocità e, di conseguenza, diminuire la pressione e la temperatura. La diminuzione di queste due proprietà consente al fluido di arrivare all'evaporatore nelle condizioni ideali per attuare una buona evaporazione.

4. PROTOTIPI E STUDI SPERIMENTALI

In questa sezione vengono proposti alcuni degli studi principali svolti per verificare l' idoneità dei sistemi di refrigerazione ad assorbimento/adsorbimento installati nei veicoli. Molti studi presenti in letteratura sono teorici o di modellazione, solo pochi gruppi di ricerca hanno svolto studi sperimentali o progettato dei prototipi integrati direttamente nel veicolo.

4.1. PROTOTIPO

Il primo prototipo costruito e testato per un' applicazione su un rimorchio di un camion da 40 tonnellate e di volume pari a $13.6 \times 2.6 \times 2.8 \text{ m}^3$, è stato effettuato da Koehler [28] e il suo gruppo. È un normale ciclo ad assorbimento alimentato dal calore dei gas di scarico di un motore a combustione interna, dove, per le misurazioni, la portata della soluzione forte è stata mantenuta costante a 200 l/h, il rapporto tra la portata della soluzione e quella del refrigerante andava tra 7 e 8, con concentrazioni dal 5 al 6% per la soluzione debole e dal 18% per quella forte, le temperature esterne variavano dai 20 ai 30 °C, mentre quelle interne da -20 a 0 °C. La temperatura dei gas di scarico all' ingresso del generatore variava da 440 e 490 °C, in uscita di 180 °C.

Il prototipo può essere visualizzato in Figura 32. Il generatore, per purificare l' ammoniaca, è integrato ad una colonna di strippaggio e rettifica riempita con anelli Pall in acciaio inossidabile. Gli scambiatori del sistema di rettifica sono a piastre ad alette compatte. Il vapore uscendo dal generatore arriva al condensatore, scambia calore con l' aria ambiente, e condensa. Completata la condensazione il liquido arriva in uno scambiatore, in piastre di alluminio, ad aspirazione di liquido (LSHX) che ha il compito di ridurre la temperatura del fluido. Lasciato LSHX, il fluido vaporizza nell' evaporatore, che, come il condensatore e il subcooler, ha una configurazione a tubi alettati, con i tubi in acciaio e le alette in alluminio, dotato di ventilatori assiali a tiraggio ridotto, e, prima di arrivare al miscelatore, viene scaldato nuovamente nel LSHX.

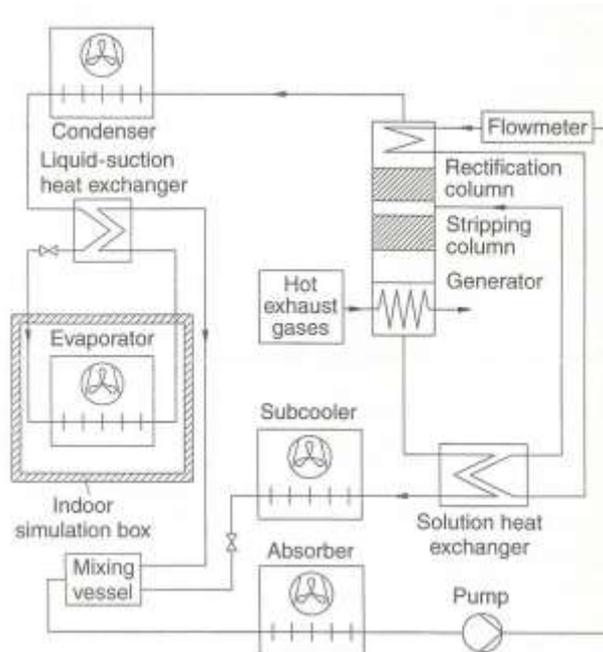


Figura 32: Schema dell'impianto usato per il prototipo [28]

Contemporaneamente, la soluzione a concentrazione debole di ammoniaca uscente dal generatore subisce due riduzioni di temperatura: la prima in uno scambiatore di calore a piastre alettate in cui avviene uno scambio termico con la soluzione a concentrazione forte di ammoniaca proveniente dall'assorbitore e la seconda nel subcooler raffreddato ad aria. Infine, la soluzione debole arriva al miscelatore passando, prima, in una valvola di strozzamento. L'assorbimento inizia nel miscelatore per poi proseguire nell'assorbitore (scambiatore di calore a tubi e alette) dal quale, dopo aver rimosso calore dall'aria ambiente per completare l'assorbimento dell'ammoniaca, esce una soluzione ricca di ammoniaca. Per aumentare la pressione la soluzione passa attraverso una pompa radiale, la potenza di pompaggio deve essere immessa nel sistema ma è, comunque, nettamente inferiore rispetto a quella richiesta dal compressore nel ciclo a compressione di vapore perché il liquido è quasi incompressibile. La soluzione arriva alla colonna di rettifica e nello scambiatore di calore in cui viene assorbito del calore dalla soluzione debole, passa nella sezione dello stripping in cui viene rilasciata ammoniaca ed entra nel generatore.

Secondo lo standard tedesco DIN 8959, sono necessari 5.7 kW per raffreddare un tipico rimorchio con le dimensioni prima citate. Analizzando la Figura 33 si può notare che i risultati ottenuti per le temperature esterne di 20 e 30 °C (8.5 kW e 6 kW rispettivamente) per una temperatura interna di -20 °C sono molto vicine allo standard. Inoltre, si può affermare che all'aumentare della temperatura interna non si ha un netto miglioramento della capacità di raffreddamento, questo perché essendo un prototipo viene difficile variare le portate della soluzione ricca e di quella debole, che appunto sono costanti. Nella Figura 34 viene mostrata la variazione del COP all'aumentare delle temperature

interne. Presenta un andamento simile alla capacità di raffreddamento e a causa della portata di soluzione povera costante e del flusso costante della pompa, non riesce ad essere paragonabile al COP di un VCR.

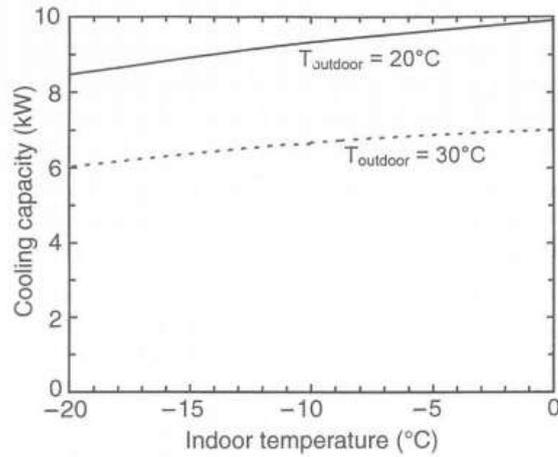


Figura 33: Capacità di raffreddamento al variare della temperatura interna del veicolo per temperature ambiente di 20 e 30 °C [28]

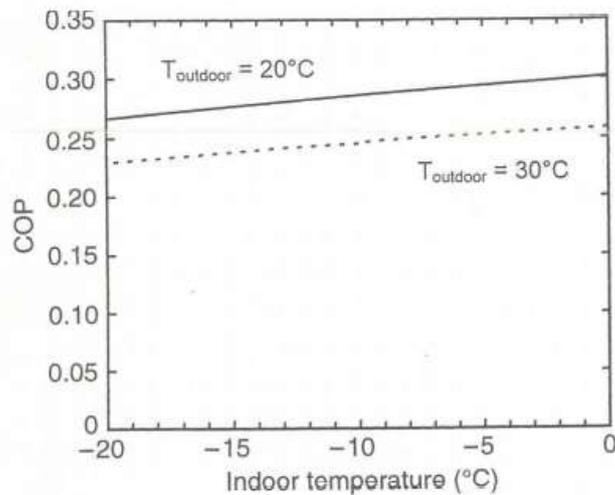


Figura 34: COP al variare della temperatura interna del veicolo per temperature ambiente di 20 e 30 °C [28]

Il lavoro di Koehler si è focalizzato anche sul design e la progettazione di due componenti fondamentali, non solo per il ciclo ma anche il COP del sistema: il condensatore e l'assorbitore. In particolare, è stato presentato un modello a flusso separato: si basa sul fatto che, sia per il flusso di massa del liquido che per quello del vapore, si possono definire le temperature medie e le frazioni di massa. Il comportamento delle proprietà del flusso è regolato dal trasferimento di calore e di massa che si ha all'interfaccia tra la fase liquida e quella di vapore e lo scambio di calore che avviene alla parete. Sono state formulate le equazioni di conservazione per ciascuna fase e le informazioni sulla geometria del flusso sono state fornite sotto forma di gradienti di pressione e di concentrazione dell'area interfacciale.

Molto importanti per la modellazione sono i termini relativi al trasferimento alla parete e all'interfaccia perché attraverso questi vengono specificati la velocità di cambiamento di fase e si accoppia il sistema di equazioni differenziate creato. Sono stati analizzati quattro regimi di flusso: il flusso a bolle, il flusso stratificato, il flusso anulare e il flusso intermittente.

4.1.1. ENERGIA DISPONIBILE AI GAS DI SCARICO E RISULTATI

Il calore di scarico è uguale a:

$$Q = m[h(T_{in}) - h(T_{out})] \quad (1)$$

Dove m è la portata massica dei gas di scarico e le temperature sono quelle in ingresso e in uscita dal generatore. La temperatura di uscita dal generatore è costante e pari a 200 °C e dipende dalla temperatura dell'estremità fredda del generatore e dal trasferimento di calore tra l'ammoniaca e i gas di scarico. Conoscendo le temperature, attraverso delle tabelle disponibili in letteratura, è possibile ricavare i valori entalpici. I dati dei cicli di guida disponibili non contengono valori sulle portate massiche allo scarico (somma della portata del carburante e dell'aria aspirata), che sono state calcolate, per ogni fase temporale, sulla base delle curve di prestazione disponibili dei motori dei camion, avendo a disposizione i valori di velocità e coppia del motore e ipotizzando l'efficienza della trasmissione degli ingranaggi pari al 95%. Le informazioni sui cicli di guida dei camion forniscono i dati sulla velocità del motore, da questi, dalla velocità dell'albero cardanico e dalla coppia all'albero cardanico è possibile calcolare i valori di coppia del motore. Il calore di scarico può essere calcolato per l'intero ciclo di guida.

I cicli di guida per cui sono state effettuate delle prove sono tre: traffico cittadino, strada di montagna e strada pianeggiante. La frequenza cumulativa della temperatura dei gas di scarico per i diversi cicli di guida viene mostrata in Figura 35a: a causa delle diverse condizioni stradali in montagna si hanno temperature dei gas di scarico molto variabili rispetto a quelle ottenute in un ciclo di guida pianeggiante, attraverso questo, infatti, è possibile ricavare una temperatura caratteristica dei gas di scarico con la quale si può progettare lo scambiatore di calore del generatore. In un ciclo cittadino si ha un funzionamento minimo del motore che non consente di fornire energia sufficiente ad attivare l'impianto ad assorbimento.

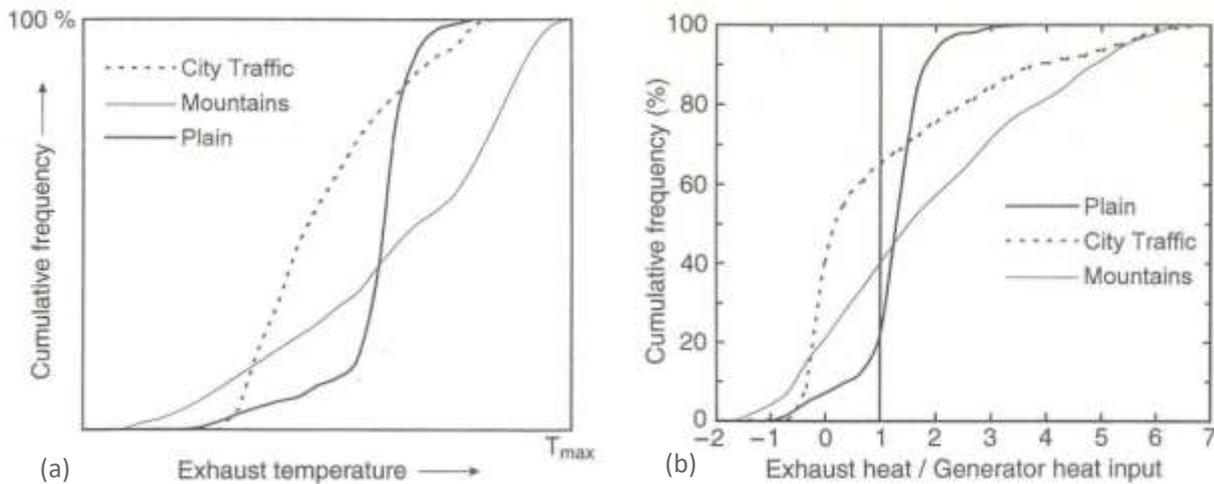


Figura 35:(a) Frequenza cumulativa al variare della temperatura dei gas di scarico per tre cicli di guida differenti, (b) Frequenza cumulativa al variare al calore di disponibile dai gas di scarico per tre cicli di guida differenti [28]

Nella Figura 35b, invece, si mostra la frequenza cumulativa del calore di scarico disponibile per un camion da 40 tonnellate con un motore da 420 CV. Ipotizzando un COP di 0.3, il calore dello scarico è dato in unità di calore del generatore che è necessaria per far funzionare un sistema di refrigerazione ad assorbimento. Se la temperatura di scarico è inferiore a 200°C si ottengono valori negativi del calore disponibile. Le curve in Figura 35b sono molto simili a quelle mostrate nella Figura 35a: il calore di scarico, per il ciclo in montagna, risulta insufficiente per il 40% del tempo e per il 10% del tempo di durata del ciclo supera, di un fattore 5, quello necessario per azionare il sistema; la situazione varia notevolmente per il ciclo in strada pianeggiante, infatti, il calore non è necessario ad azionare l'impianto per il 20% del ciclo. La condizione peggiore risulta quella riferita al traffico cittadino: per il 70% del ciclo, il calore non è sufficiente ad azionare il sistema, per il restante 30% risulta essere troppo alto. Per rendere pratico il sistema, gli autori hanno consigliato di aggiungere all'impianto un bruciatore che riscaldasse il generatore nei casi in cui il calore dei gas di scarico non fosse sufficiente e un bypass per limitare l'apporto di calore se, questo, fosse eccessivo.

4.2. PROTOTIPO 2

Negli anni successivi è stato presentato un ulteriore prototipo da Horuz [6]. È stato usato un sistema VAR "Robur Servel ACB-3600", disponibile in commercio, azionato da un motore turbo diesel da 6 l installato su una Ford 150 (Dover) che utilizza diverse velocità e coppie per ottenere potenze diverse come output.

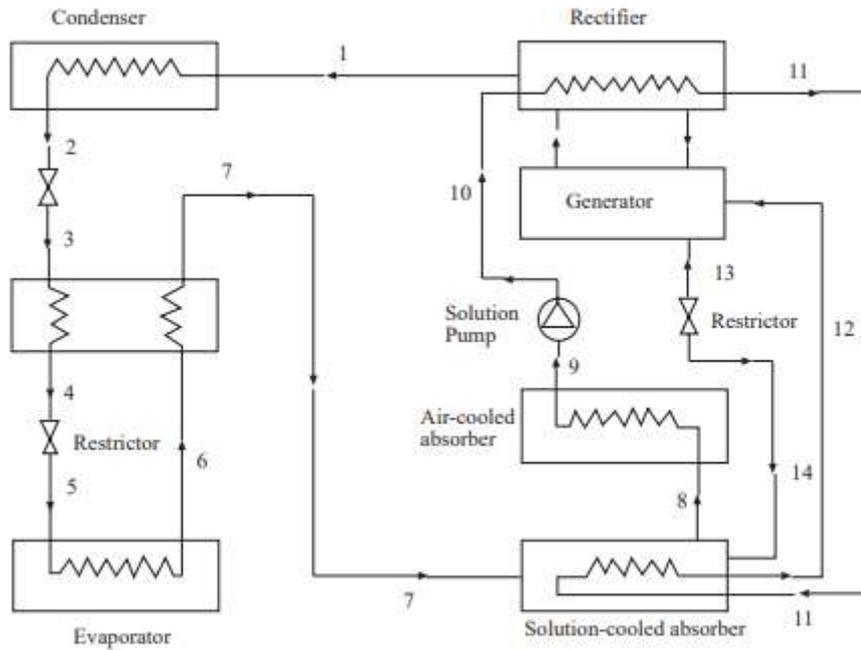


Figura 36: Schematizzazione del sistema VAR usato per il prototipo [6]

Il sistema di refrigerazione VAR viene mostrato in Figura 36, ha una capacità di raffreddamento di 10 kW e usa una soluzione di acqua e ammoniaca. Il calore dei gas di scarico provenienti dal motore non arrivava in maniera diretta al generatore ma, attorno ad esso, è stato realizzato un plenum. Gli esperimenti sono stati condotti per due configurazioni differenti, mostrate nella Figura 37:

- Ampia area di flusso libero
- Limitata area di flusso libero

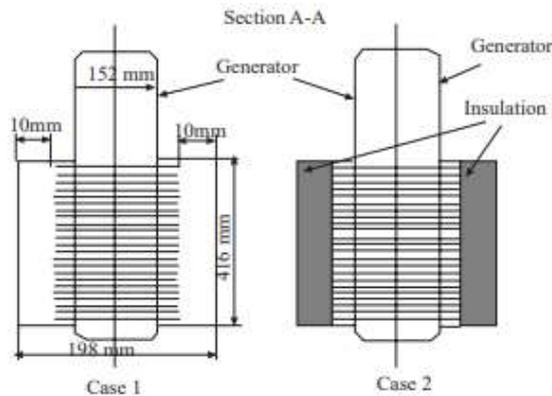
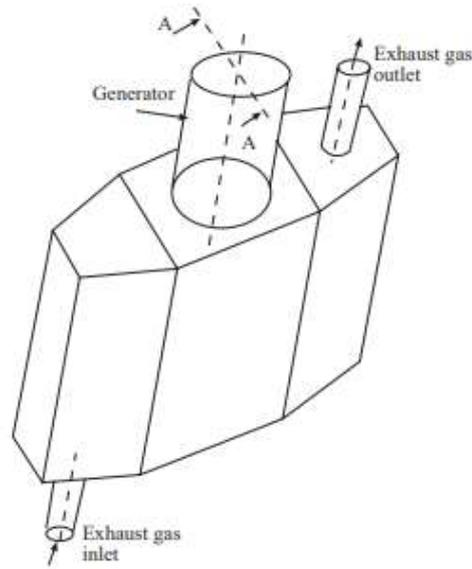


Figura 37: Dettagli sulle configurazioni usate per il plenum del generatore di calore [6]

Il percorso dei gas di scarico è diretto da delle valvole di controllo che li portano al sistema di refrigerazione, se deve essere attivato, o allo scarico del motore se invece il sistema è spento.

Di seguito vengono mostrati i risultati sperimentali ottenuti dalle diverse prove: le prime tre figure (Figure 38, 39, 40) analizzano tre diverse proprietà dei gas di scarico al variare della velocità del motore: le prime due mostrano come all'aumentare della velocità aumentino anche la temperatura e la portata dei gas (aumentando la velocità si ha un maggiore consumo di carburante e di aria, quindi un aumento di portata), la terza è una conseguenza dell'aumento di temperatura, aumentando la temperatura dei gas di scarico, questi aumentano la loro capacità termica.

Le tre figure successive (Figure 41, 42, 43) analizzano le prestazioni del motore a combustione interna nel fornire calore al generatore, differenziando i casi in cui il motore fornisca calore direttamente al generatore, sia presente un plenum con un'ampia area di flusso libero (caso 1) e un plenum con un'area limitata (caso 2). La presenza di un'area elevata per il passaggio del flusso fa sì che i risultati

ottenuti per il caso 1 siano paragonabili a quelli ottenuti per il caso in cui il plenum non sia presente. I risultati cambiano quando viene ridotta l'area di passaggio, quindi per il caso 2: la contropressione del motore risulta maggiore rispetto agli altri due casi, ciò comporta un maggior consumo di carburante, un aumento delle temperature dei gas di scarico e un consumo maggiore di energia. Questi effetti portano ad una riduzione dell'efficienza del motore di circa il 2% rispetto al caso principale. La capacità di refrigerazione del sistema usato è rappresentata dalle Figure 44, 45 e 46. Si può notare come questa aumenti all'aumentare della potenza del motore, che consente un maggior apporto di calore dei gas di scarico al generatore. Dai grafici è possibile notare la grande differenza dell'effetto di refrigerazione che si ha al variare della potenza: a basse potenze, condizioni di fermo del veicolo o in condizioni stazionarie, il calore recuperato potrebbe non essere sufficiente ad ottenere la refrigerazione necessaria. Gli ultimi due grafici (Figure 47 e 48) paragonano i risultati teorici a quelli sperimentali dimostrando un'ottima validità dello studio.

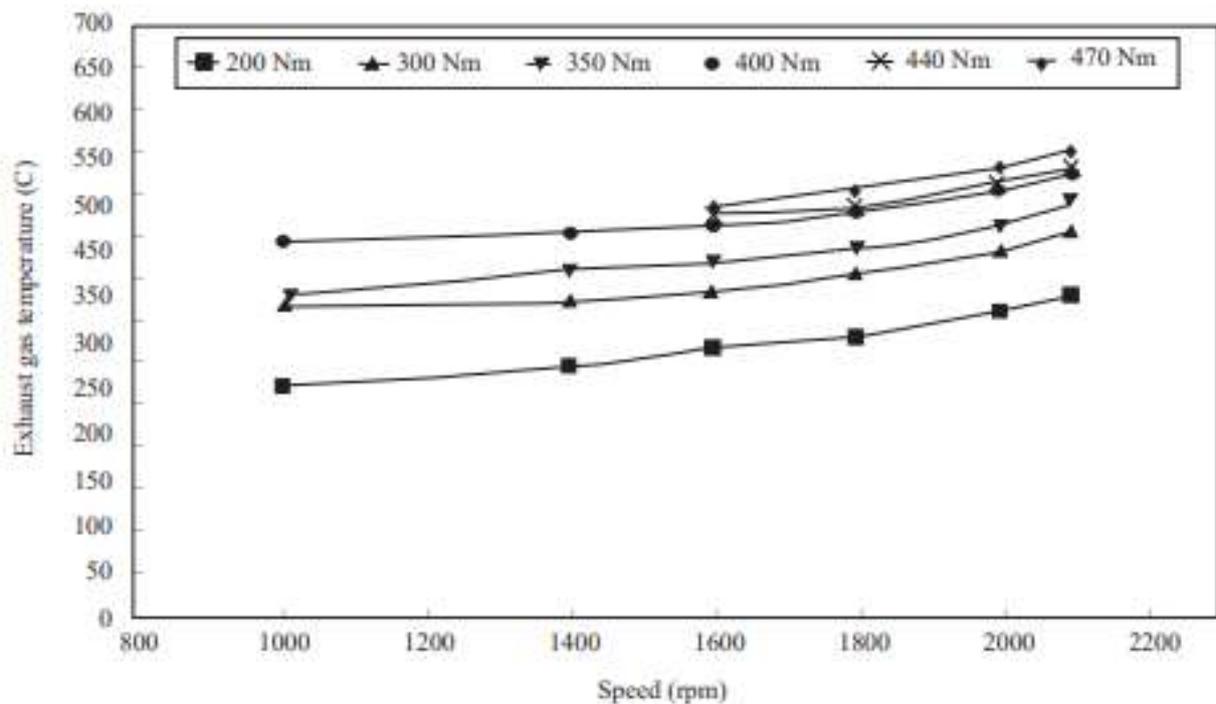


Figura 38: Temperatura dei gas di scarico al variare della velocità del motore [6]

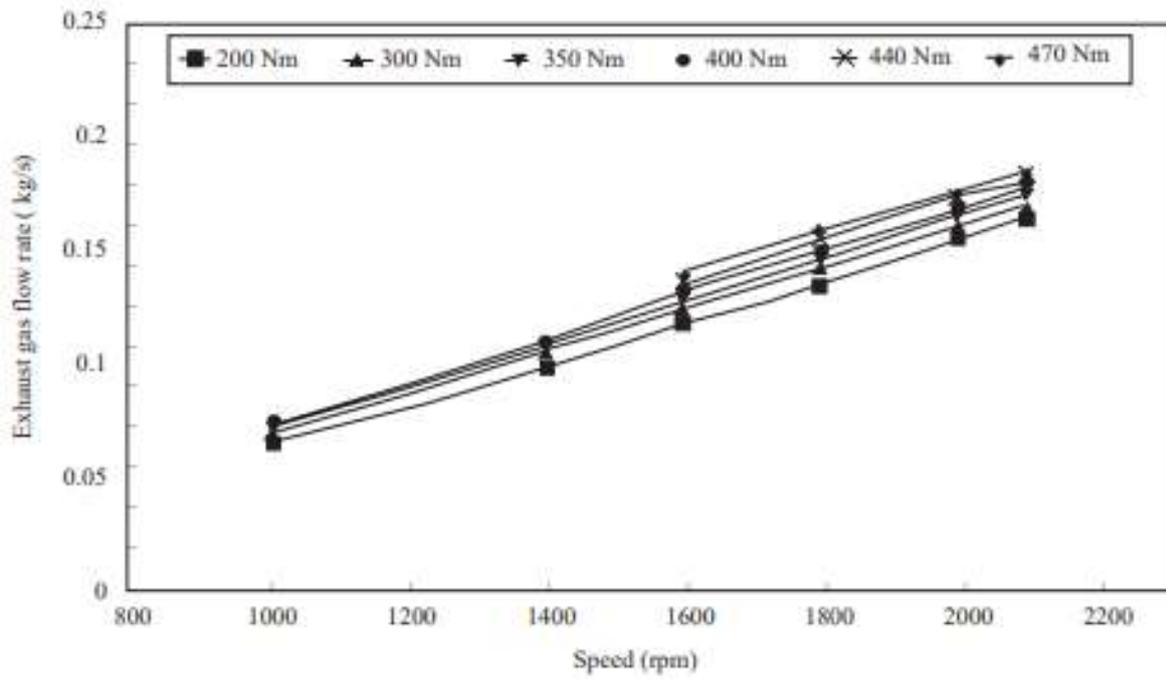


Figura 39: Portata dei gas di scarico al variare della velocità del motore [6]

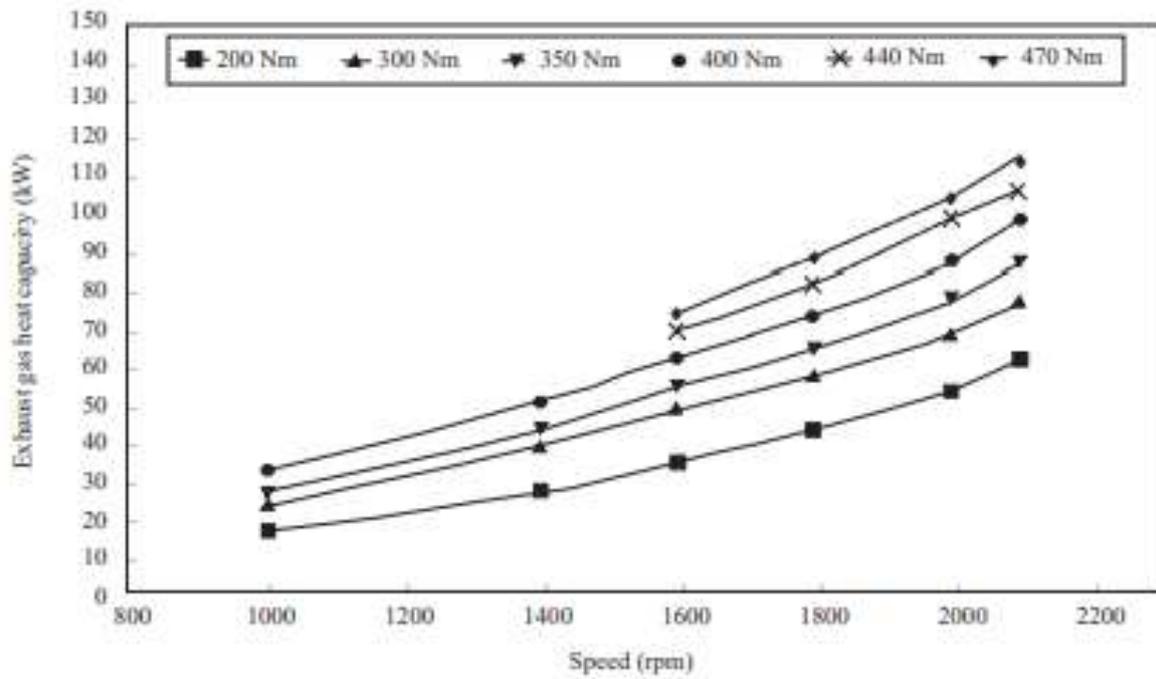


Figura 40: Capacità termica dei gas di scarico al variare della velocità dei gas di scarico [6]

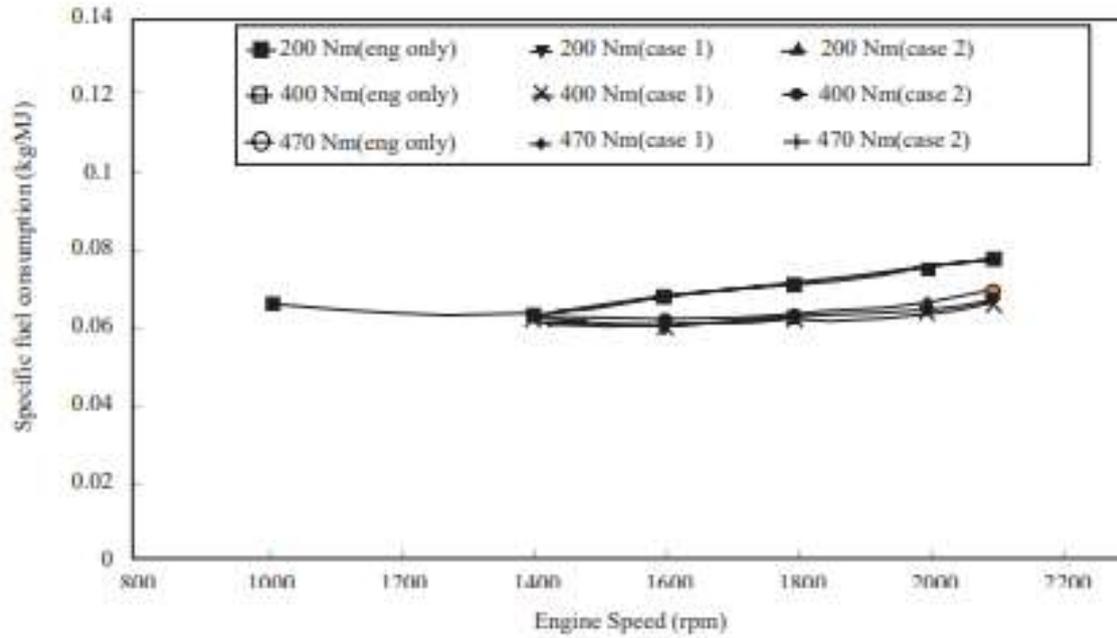


Figura 41: Consumo specifico del carburante al variare della velocità del motore [6]

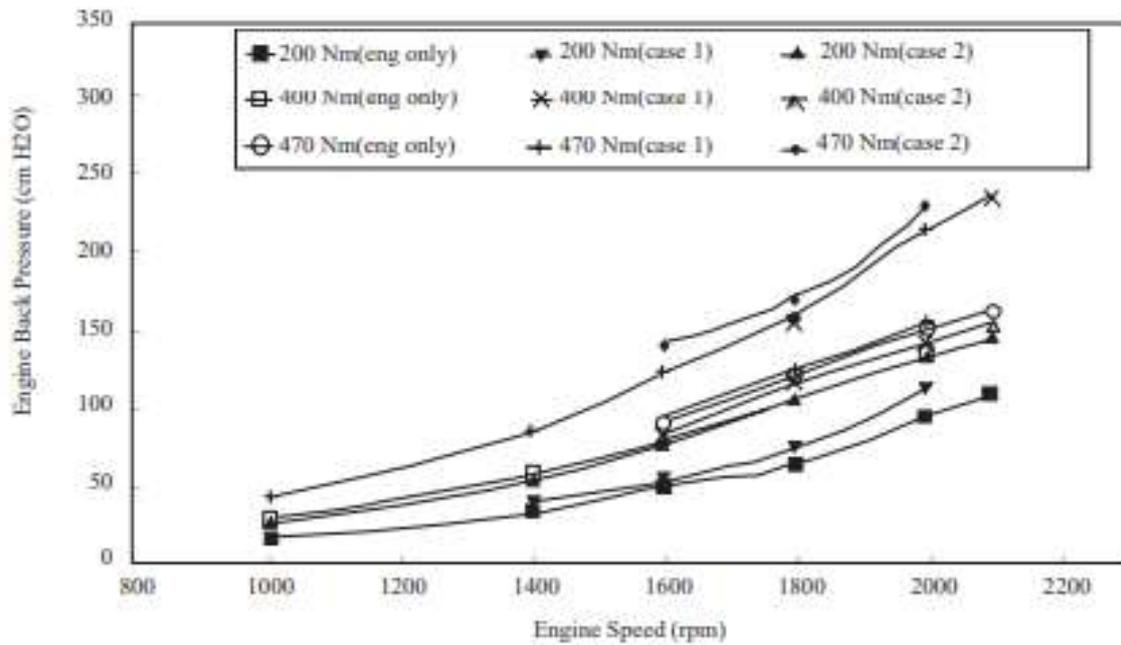


Figura 42: Contropressione del motore al variare della velocità del motore [6]

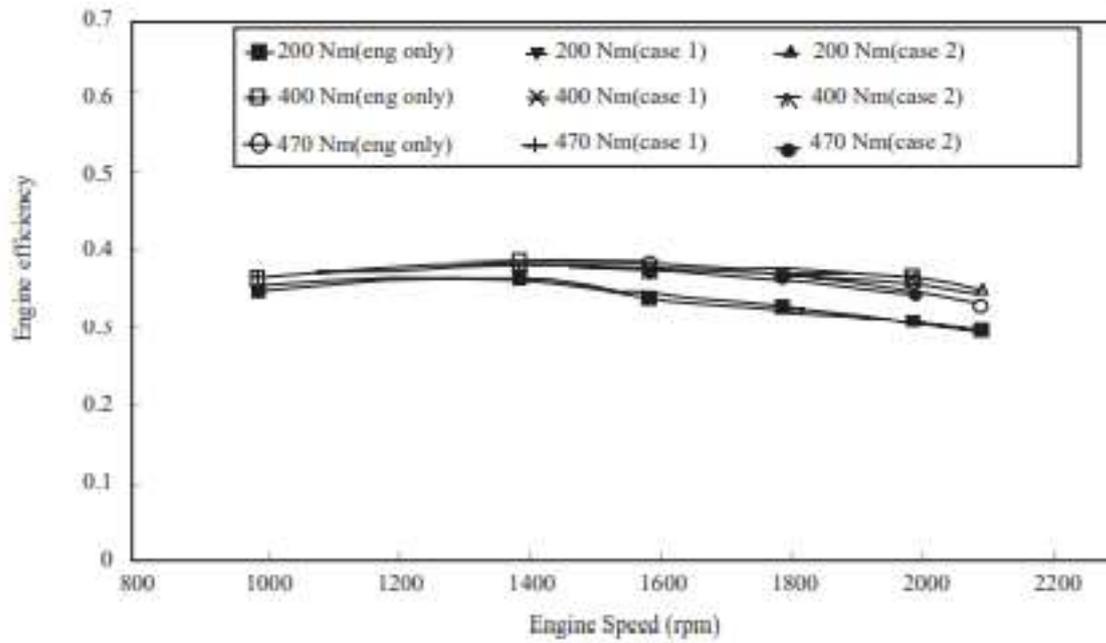


Figura 43: Efficienza del motore al variare della velocità del motore [6]

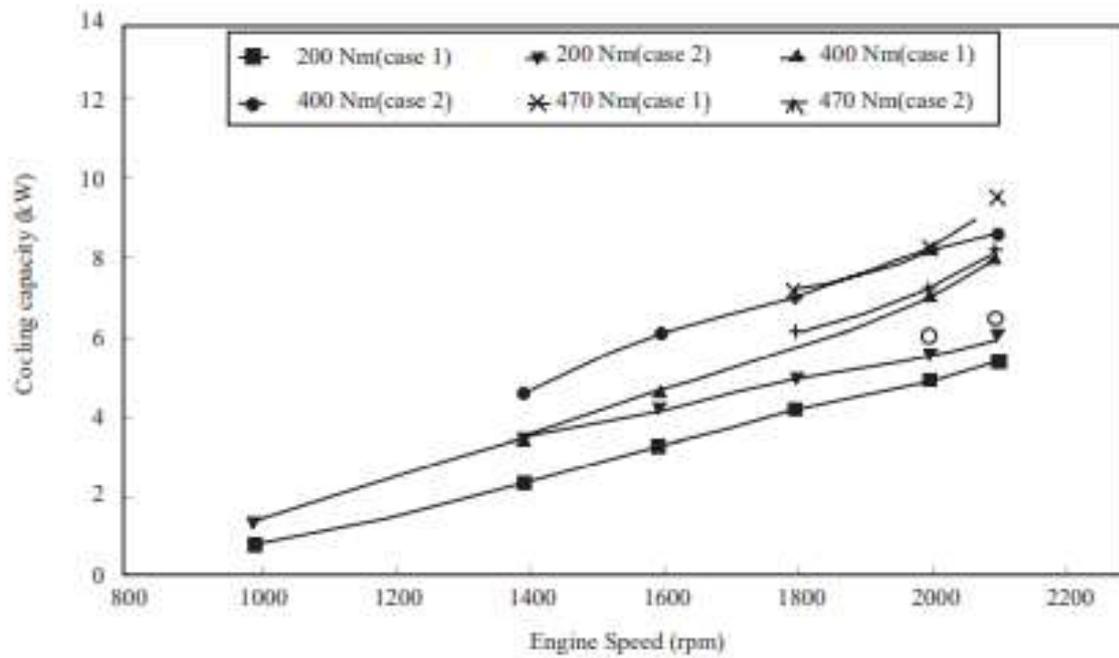


Figura 44: Capacità di raffreddamento al variare della velocità del motore [6]

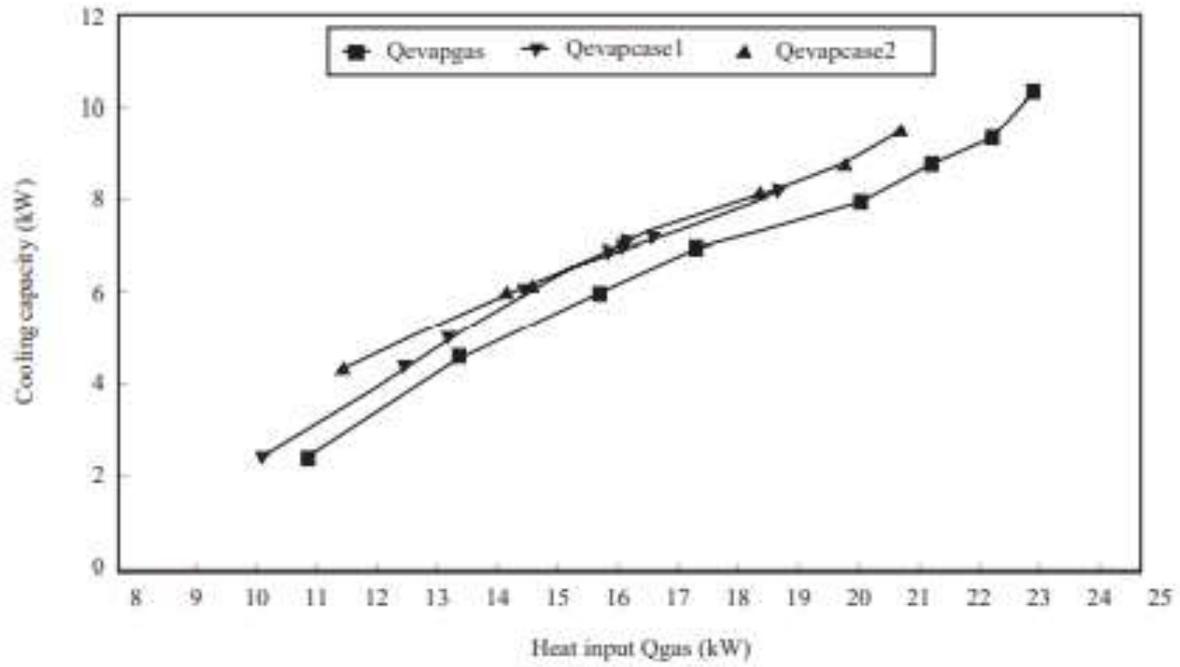


Figura 45: Capacità di raffreddamento al variare dell'input di calore [6]

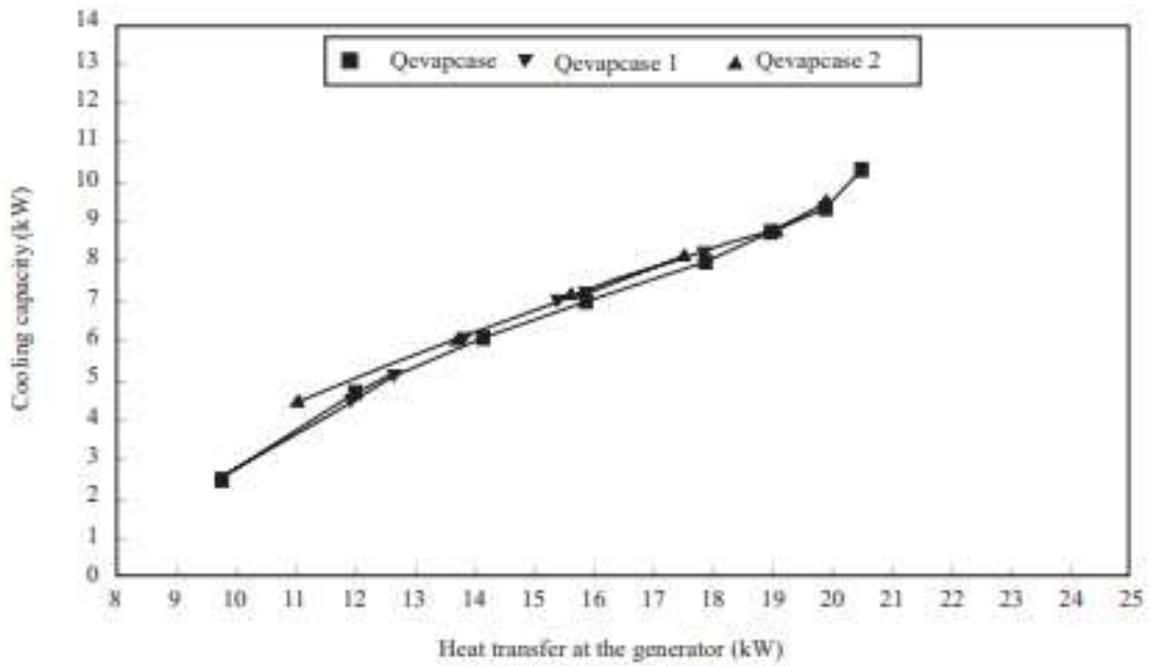


Figura 46: Capacità di raffreddamento al variare del calore trasferito al generatore [6]

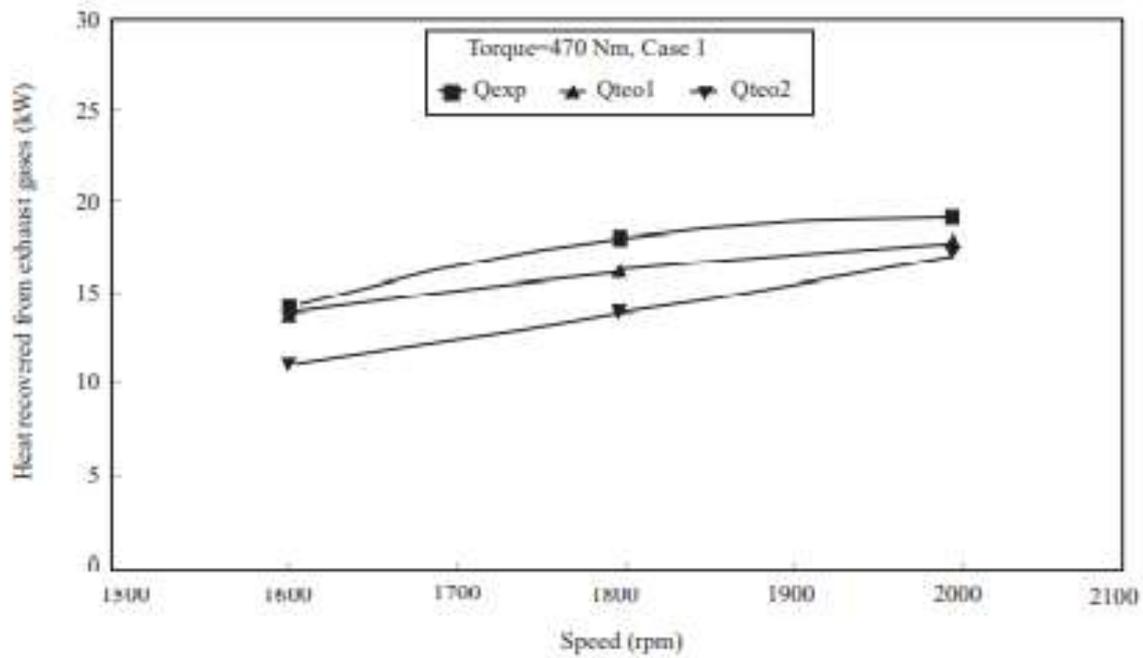


Figura 47: Calore recuperato dai gas al variare della velocità [6]

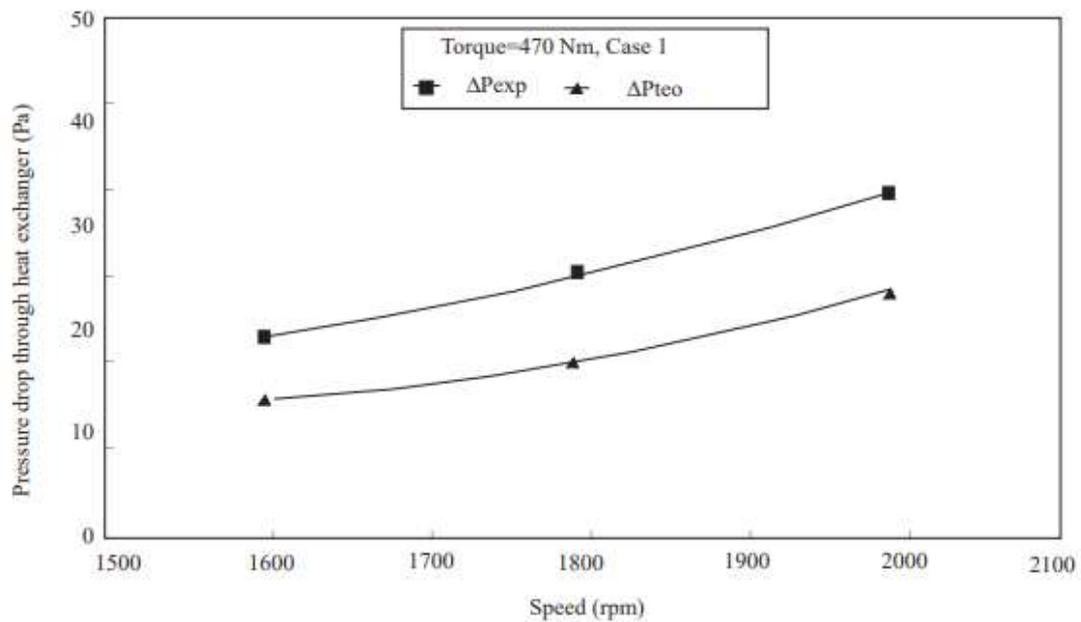


Figura 48: Caduta di pressione negli scambiatori di calore al variare della velocità [6]

4.2.1. ANALISI SPERIMENTALE DETTAGLIATA DEL SISTEMA

Successivamente, lo stesso Horuz e Callander [29] hanno portato avanti uno studio sperimentale sull'intero sistema di refrigerazione usato da Horuz [6] per il suo prototipo.

Il sistema, pressoché uguale al prototipo precedentemente analizzato (Figura 36), è stato fatto funzionare attraverso un circuito chiuso ad acqua glicolata. Il carico di riscaldamento dall'impianto era simulato da resistenze elettriche ad immersione, inserite in un serbatoio in cui passava la soluzione refrigerata. Per effettuare l'analisi si dovevano conoscere le pressioni principali del sistema, le temperature di ingresso e di uscita di ogni componente e le portate.

Per avere dei test con un range maggiore di pressione, l'assorbitore e il condensatore raffreddati ad aria sono stati sostituiti con omologhi componenti raffreddati ad acqua. Dai test però si è riscontrata una sottovalutazione dell'assorbitore che è stato nuovamente sostituito da uno raffreddato ad aria.

Le prove sperimentali sono state effettuate con entrambe le configurazioni:

- Unità di assorbimento e condensazione raffreddate ad aria: sono state analizzate diverse condizioni per la temperatura in ingresso dell'acqua refrigerata, per il livello dell'acqua refrigerata nel tamburo dell'evaporatore, per la portata dell'acqua refrigerata e per il calore di input al sistema.
- Unità di assorbimento raffreddato ad aria e unità del condensatore raffreddato ad acqua: in questo caso, le condizioni sono state variate per la portata dell'acqua di raffreddamento all'unità del condensatore e per la temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento sempre al condensatore.

Nel primo caso, osservando le Figure 49a,b, si è notato che la capacità di raffreddamento e il calore trasferito rimangono quasi costanti fino a che la temperatura di ingresso dell'acqua refrigerata è di 5°C poi diminuisce rapidamente, inoltre, quando la temperatura scende sotto lo 0 diminuisce anche la quantità di ammoniaca rilasciata nel generatore e aumenta la soluzione povera di ammoniaca.

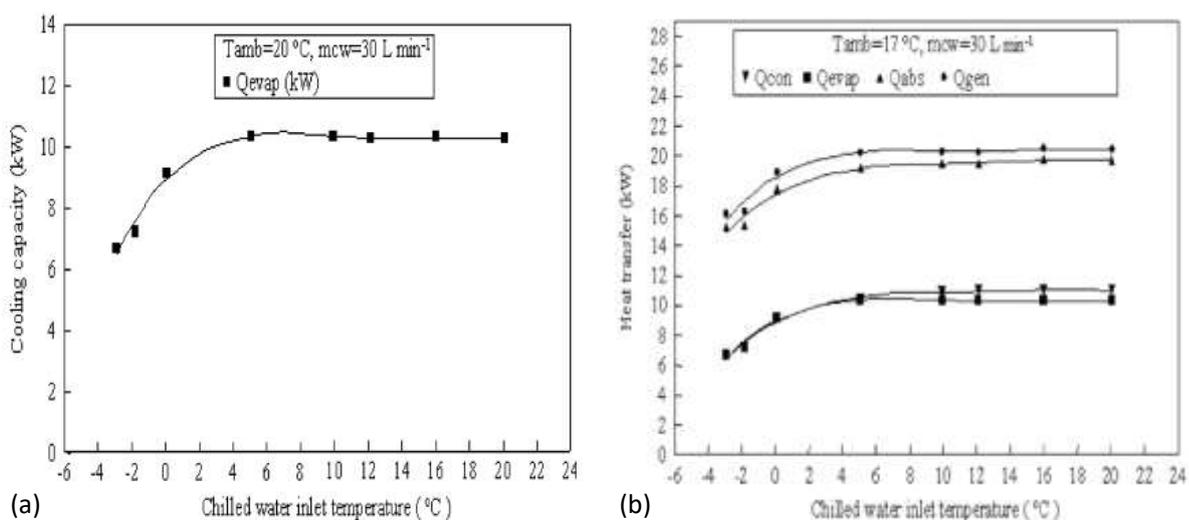


Figura 49: (a) Capacità di raffreddamento e (b) calore trasferito al variare della temperatura in ingresso dell'acqua di raffreddamento per un sistema in cui assorbitore e condensatore sono raffreddati ad aria [29]

È possibile notare anche una riduzione di temperatura di 2 °C all'uscita dell'evaporatore, vi è una diminuzione della velocità di trasferimento di calore tra i due fluidi che combinato con la riduzione di ammoniaca porta alla diminuzione dell'effetto di raffreddamento.

Le figure successive (Figure 50a,b) mostrano come all'aumentare dell'energia immessa nel generatore aumenta il trasferimento di calore all'ammoniaca al generatore e la portata massica di quest'ultima. L'aumento della portata di ammoniaca comporta un aumento della capacità di raffreddamento.

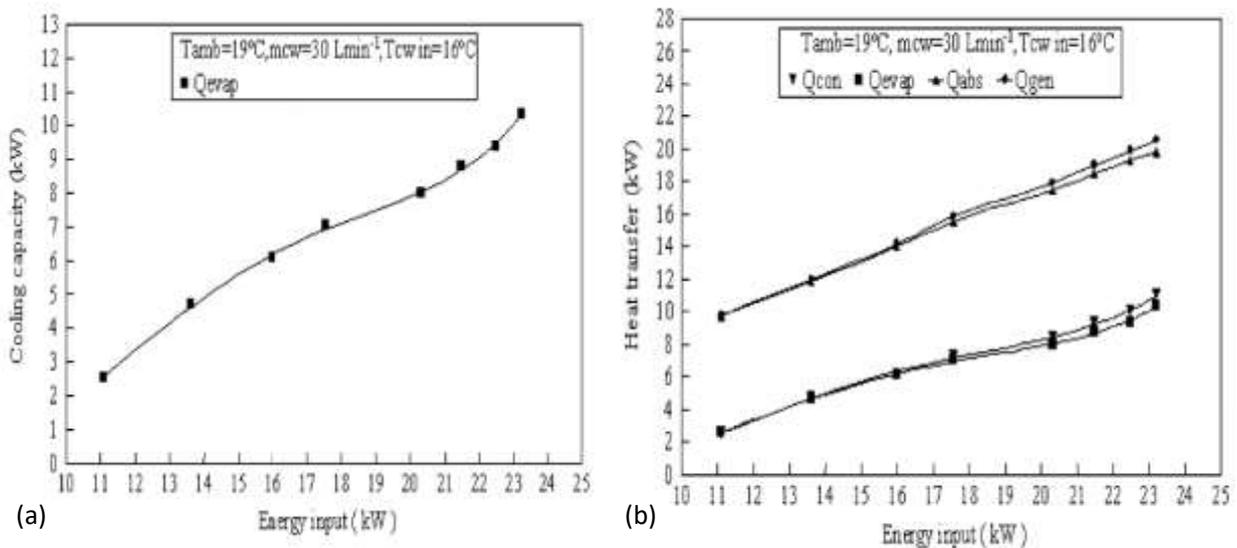


Figura 50: (a) Variazione della capacità di raffreddamento al variare dell'energia fornita al generatore per un sistema in cui assorbitore e condensatore sono raffreddati ad aria, (b) Trasferimento del calore dell'ammoniaca ai componenti del sistema al variare dell'energia fornita al generatore [29]

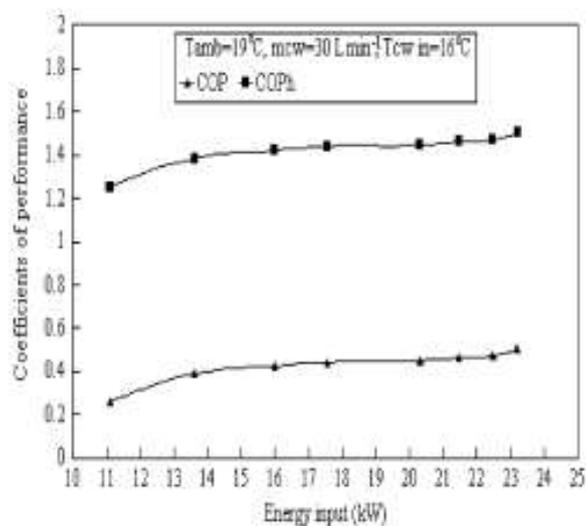


Figura 51: Variazione del COP al variare dell'energia immessa [29]

Nel secondo caso, invece, si ha un aumento della capacità di raffreddamento e del COP all'aumentare nella portata dell'acqua di raffreddamento al condensatore. Questo, inoltre, causa un aumento del trasferimento di calore dell'ammoniaca nel condensatore andando a diminuire la pressione e la temperatura del condensatore. All'uscita dal condensatore si ha una diminuzione della temperatura dell'ammoniaca con una diminuzione dell'entalpia del liquido. Grazie alla diminuzione delle differenze di temperatura tra il condensatore e l'evaporatore i risultati hanno dimostrato un'efficienza maggiore.

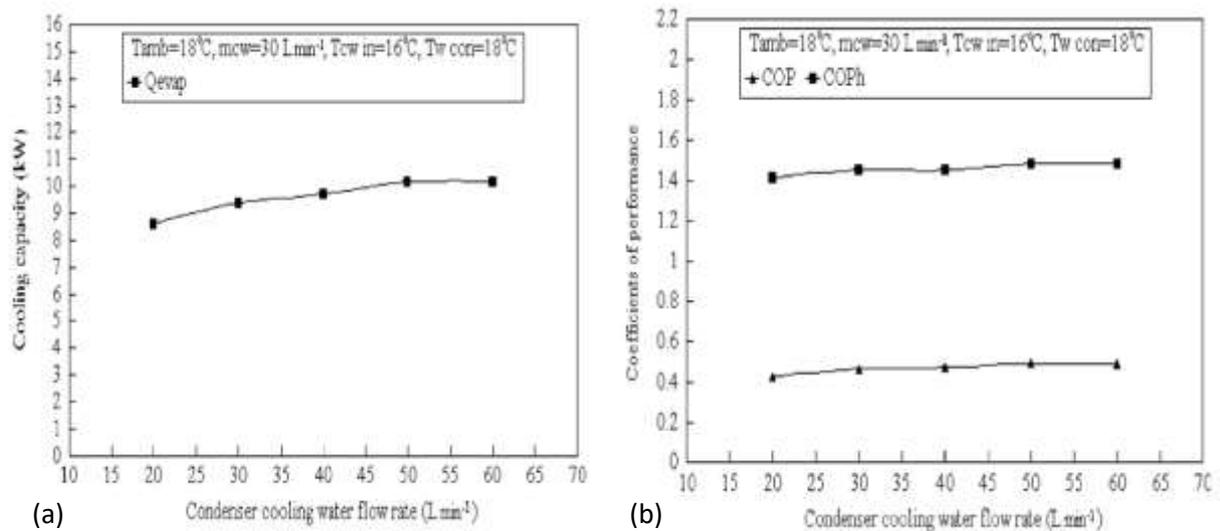


Figura 52: (a) Capacità di raffreddamento rispetto alla portata dell'acqua di raffreddamento del condensatore. (b) COP del sistema con configurazione 2 [29]

I risultati principali ottenuti dallo studio sono mostrati nella Figura 53:

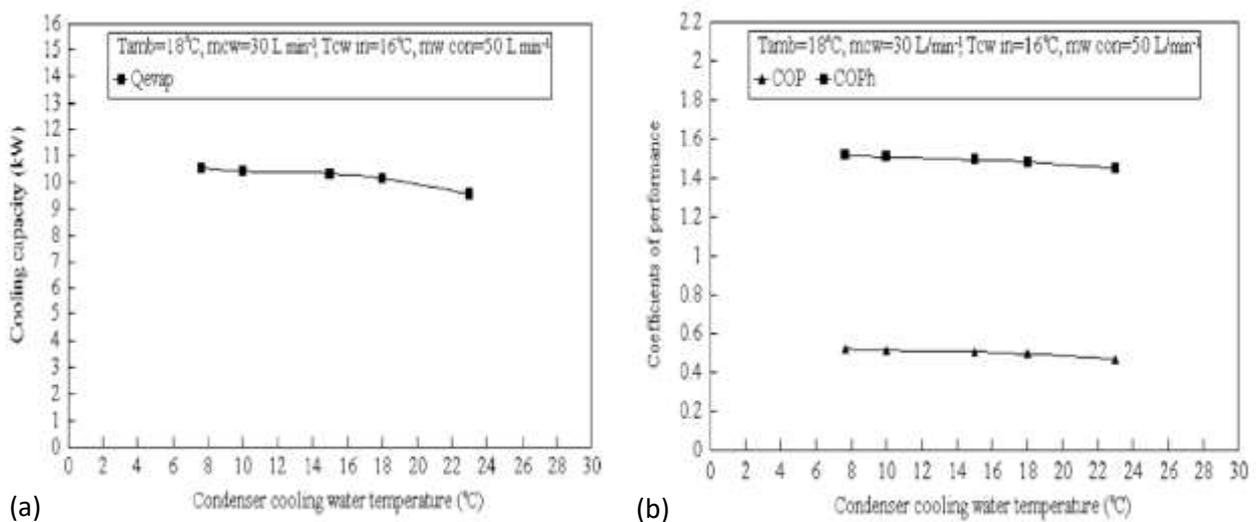


Figura 53: (a) Variazione della capacità di raffreddamento e (b) del COP nel caso in cui la temperatura ambiente è mantenuta costante a 18 °C, nella configurazione 2 del sistema [29]

Si è arrivati alla conclusione che se condensatore e assorbitore sono alimentati da una sorgente a temperature differenti il sistema ha un funzionamento più efficiente: la temperatura dell'aria in ingresso all'assorbitore è stata mantenuta costante ($T_{aria} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$) e la temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore è stata variata tra i 7,65 e i 23 °C. Inoltre, mantenendo la temperatura della sorgente di raffreddamento del condensatore inferiore alla temperatura della sorgente di raffreddamento dell'assorbitore si ha un aumento della capacità di raffreddamento del VARS.

4.3. PROTOTIPO 3

Anche questo è un prototipo di un sistema di refrigerazione ad assorbimento d'acqua ed ammoniaca alimentato dal calore dei gas di scarico costruito per un frigo di 215 l. Negli studi effettuati da Manzela [30] l'obiettivo è stato quello di valutare l'impatto del sistema di refrigerazione sulle prestazioni del motore e la disponibilità dell'energia dei gas di scarico.

Il sistema ad assorbimento usato è un ciclo base ed è visibile in Figura 54.

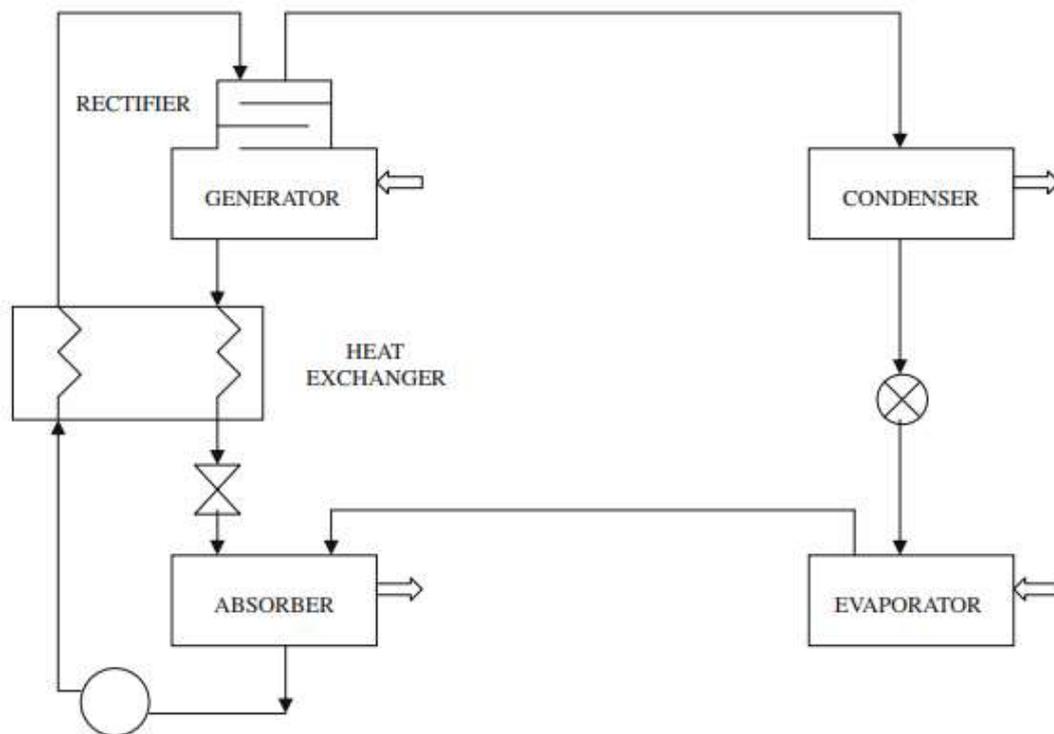


Figura 54: Schematizzazione dell'impianto usato per il prototipo [30]

Il motore usato per alimentare l'impianto era un motore automobilistico a quattro cilindri da 1.6 l, 8 valvole e ad iniezione elettronica. La temperatura dei gas di scarico è stata misurata attraverso delle termocoppie di tipo k, mentre la temperatura all'interno del frigo è stata controllata attraverso un termometro Pt100. La temperatura ambiente è stata mantenuta costante a circa 27 °C. Dopo alcune prove, la velocità del motore è stata impostata ad un valore di 1500 RPM perché a velocità superiori la temperatura all'interno della cabina frigo iniziava ad aumentare (l'energia fornita al refrigerante

era talmente elevata che non era possibile rimuovere la condensa nel condensatore, ciò ha causato una temperatura del refrigerante all'interno dell'evaporatore maggiore di quella del frigo).

Le prove sono state svolte variando l'apertura della valvola inserita tra il motore e il generatore:

- Valvola completamente aperta
- Valvola aperta al 25%
- Valvola aperta al 50%
- Valvola aperta al 75%

Nei seguenti grafici (Figure 55 e 56) viene mostrato l'andamento nel tempo della temperatura all'interno del frigo e della capacità di refrigerazione. Per quanto riguarda la temperatura si vede inizialmente un suo piccolo incremento dovuto al fatto che il motore non si trova in condizioni stazionarie. Una volta raggiunta la stazionarietà si ha una diminuzione progressiva della temperatura all'interno del frigo.

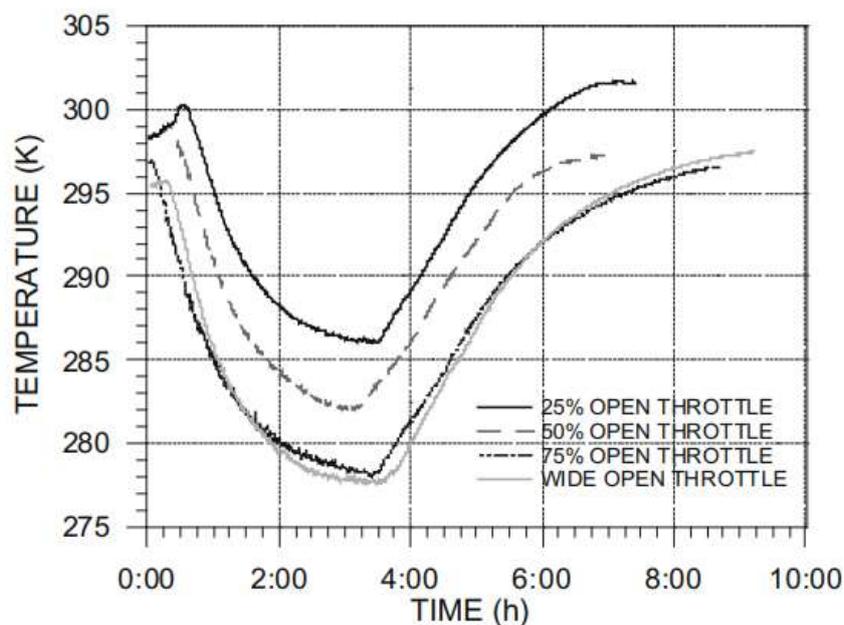


Figura 55: Variazione della temperatura all'interno del frigo nel tempo [30]

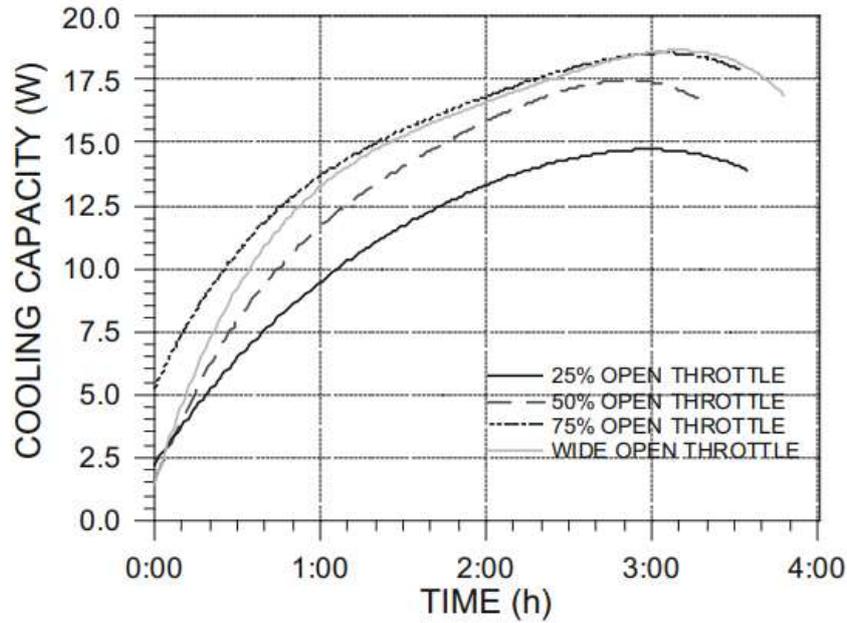


Figura 56: Variazione della capacità di raffreddamento nel tempo [30]

Dopo circa 3 ore e mezzo, in modo analogo ai risultati di Koehler (prototipo 1) [28], la temperatura media del frigo ha raggiunto le condizioni di regime. Risulta evidente come vari la diminuzione di temperatura al variare dell'apertura della valvola: la riduzione maggiore si ha con l'apertura del 75%. Una volta raggiunta la condizione di stazionarietà il sistema viene spento e all'interno del frigo la temperatura ricomincia a salire. La capacità di raffreddamento aumenta col tempo e presenta valori maggiori per aperture maggiori della valvola: i valori massimi ottenuti andavano da 14.9 W per un'apertura del 25% e 18.4 W se la valvola era completamente aperta.

La valvola aperta al 25% risulta avere le prestazioni migliori rispetto alle altre tre configurazioni, ottenendo, una volta raggiunto il regime, un valore del coefficiente di prestazione del 4.9%. Questo valore è cinque volte più basso rispetto a quello ottenuto da Koehler [28].

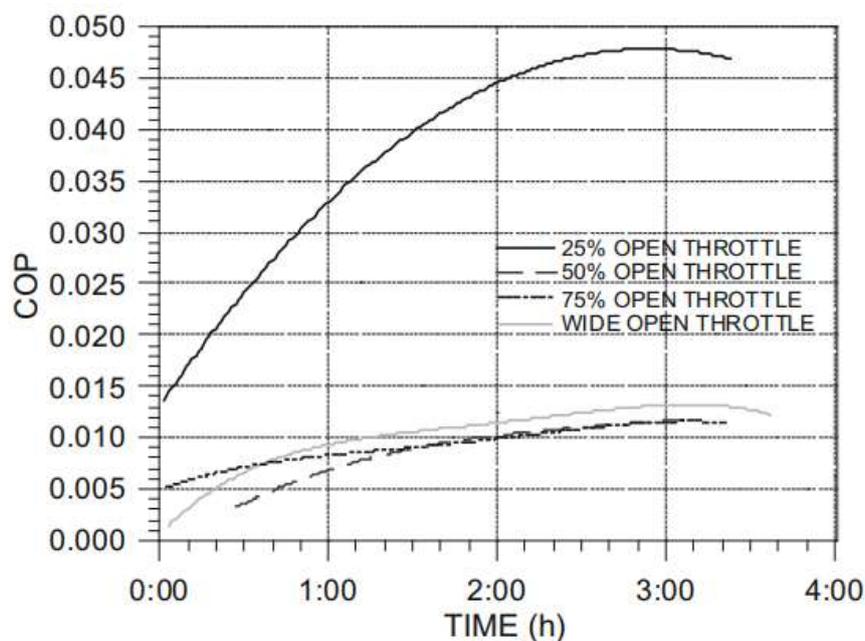


Figura 57: Variazione del COP nel tempo [30]

Analizzando i risultati ottenuti, si è arrivati alla conclusione che il calore dei gas di scarico è sufficiente ad azionare il sistema. Per migliorare le prestazioni, Manzela propose di effettuare degli studi controllando la portata dei gas di scarico, lo studio è stato analizzato nel paragrafo “prototipo 5”.

4.4. PROTOTIPO 4

A differenza dei prototipi precedentemente analizzati, il prototipo esaminato in questo paragrafo viene usato per fornire aria condizionata ad un'automobile [31].

L'impianto usato è stato alimentato da un motore diesel a quattro cilindri. Il carico di raffreddamento da fornire calcolato per temperature esterne che variavano dai 20 a 40 °C e per il numero massimo di passeggeri che potevano usufruire del servizio (5 persone), è circa 4.8 kW, ovvero 1.37 TR. Di conseguenza la capacità di raffreddamento deve essere di 5 kW. È stato progettato un generatore con capacità pari a 4.8 kW, temperatura di 90 °C e pressione di 19 bar. Il fattore limitante è lo spazio in cui può essere installato.

Inizialmente vengono analizzate le prestazioni del motore variandone la velocità e i suoi parametri principali, successivamente sono stati osservati gli effetti delle temperature dei vari componenti sulla capacità del sistema.

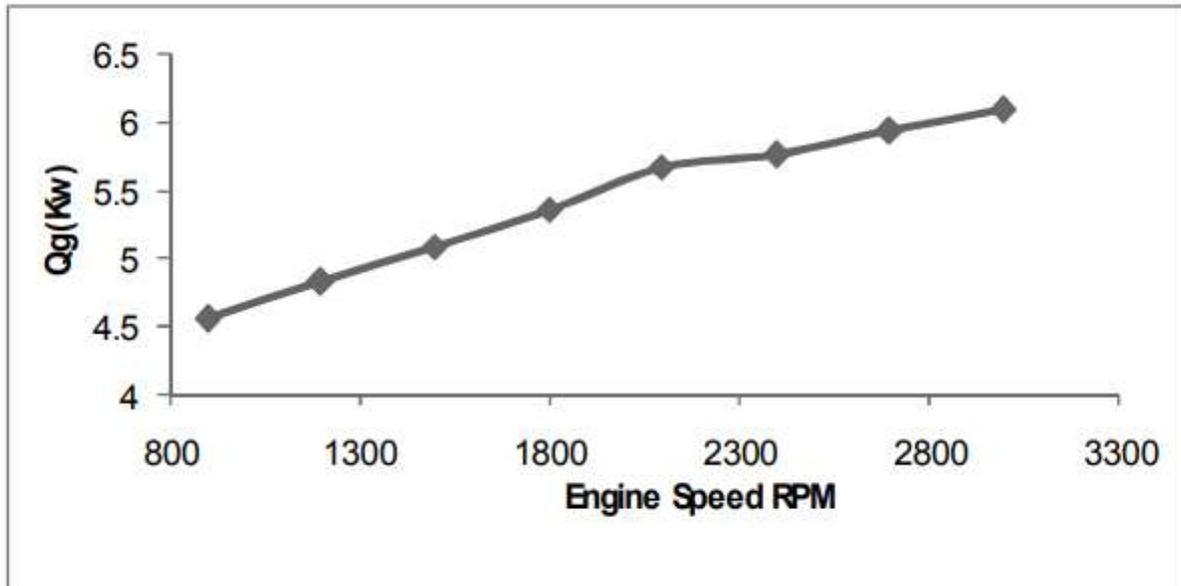


Figura 58: Effetto della velocità del motore sulla generazione del calore dei gas di scarico [31]

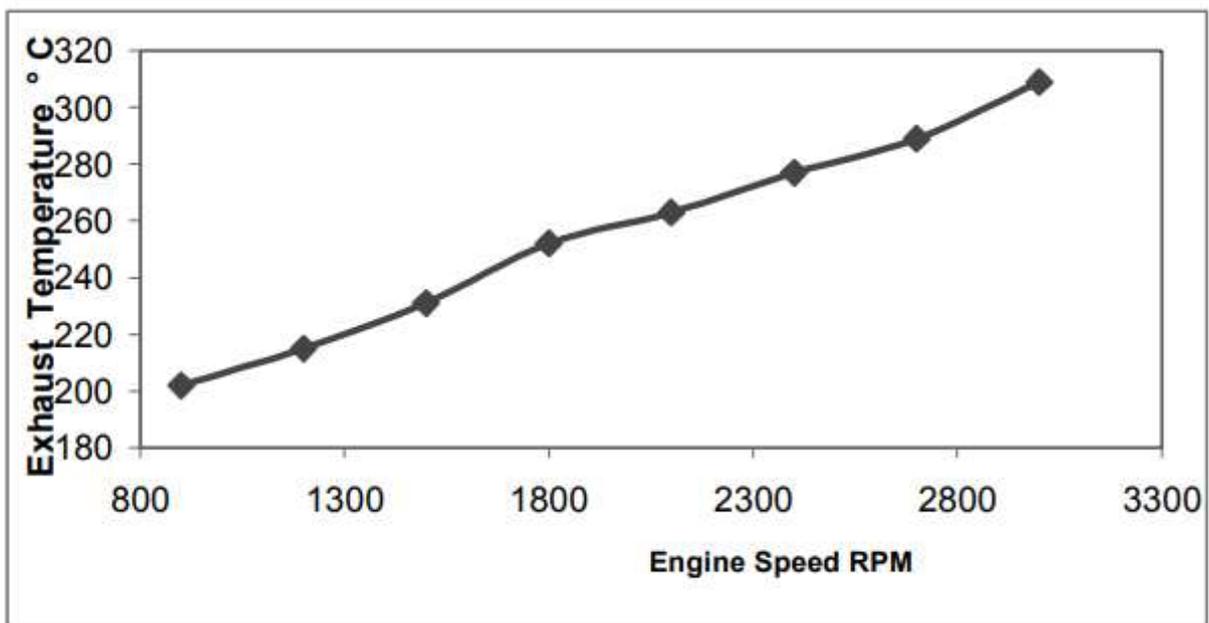


Figura 59: Effetto della velocità del motore sulla temperatura dei gas di scarico [31]

Dalle Figure 58 e 59 è possibile affermare che, sia la temperatura dei gas esausti, che l'energia disponibile, sono direttamente proporzionali alla velocità del motore fino a velocità di 2100 RPM, al di sopra di questa l'andamento potrebbe subire delle variazioni perché, al di sopra di un certo valore, la separazione del vapore ammoniacale dalla soluzione non viene più influenzata dalla temperatura. Le temperature massime dei gas di scarico sono state fatte variare dai 230 °C, per carichi del 20%, ai 280 °C per carichi del 80%, inoltre, queste temperature si ottenevano per un certo range di velocità che andava, in accordo con altri studi, da 1500 a 2100 RPM. Dalla Figura 58 si osserva che il calore

dei gas di scarico riesce a fornire la capacità di raffreddamento necessaria a condizionare l'abitacolo del veicolo.

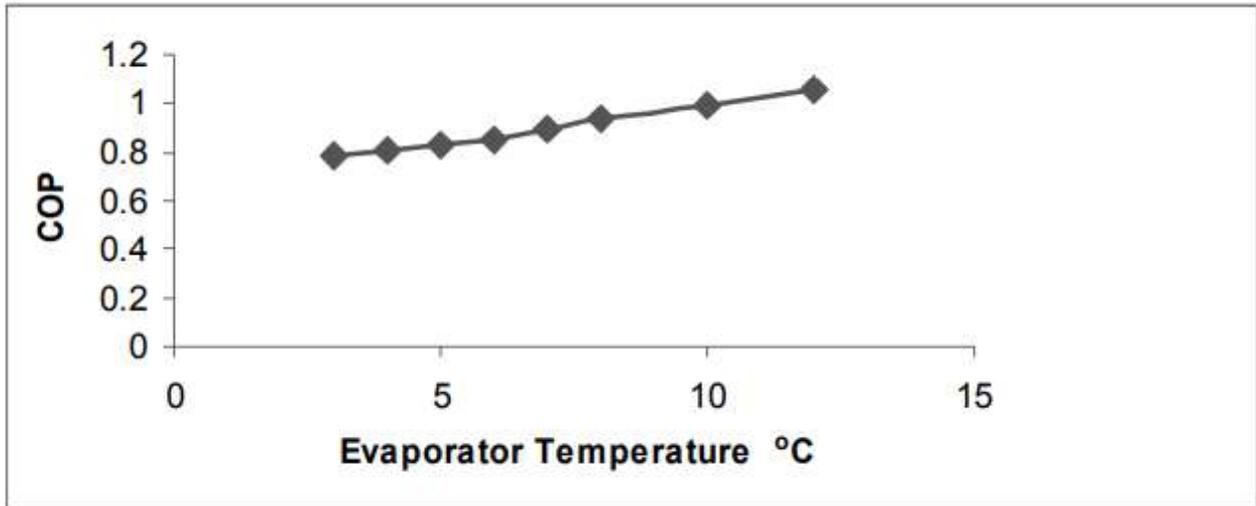


Figura 60: Effetto della temperatura all'evaporatore sul COP [31]

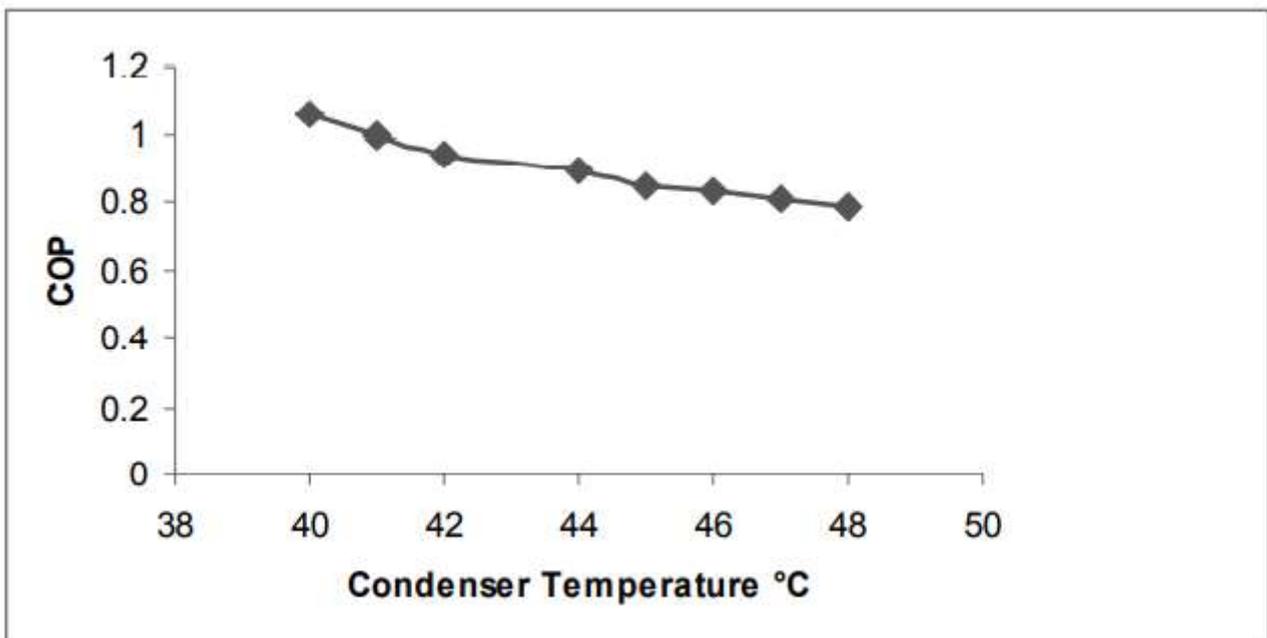


Figura 61: Effetto della temperatura al condensatore sul COP [31]

Nelle Figure 60 e 61 vengono mostrate le dipendenze del COP dalle temperature dell'evaporatore e del condensatore. Nel primo caso, all'aumento della temperatura dell'evaporatore si ha un aumento del COP grazie al fatto che aumentano la temperatura e le entalpie e quindi la capacità del componente analizzato. Al contrario, aumentando la temperatura del condensatore si ha un decremento del coefficiente di prestazione perché l'evaporatore richiederà maggiore calore.

4.4.1. PROGETTAZIONE DI UN GENERATORE ALIMENTATO DAI GAS DI SCARICO

Nello stesso anno, il medesimo autore ha proposto uno studio sperimentale sul componente che più influenza le prestazioni del sistema ad assorbimento, il generatore [32]. Come scritto

precedentemente il carico da rimuovere dall'evaporatore è pari a 5 kW mentre, per stimare la quantità di energia dei gas scarico da fornire, è necessario conoscere la quantità di calore che il generatore può usare.

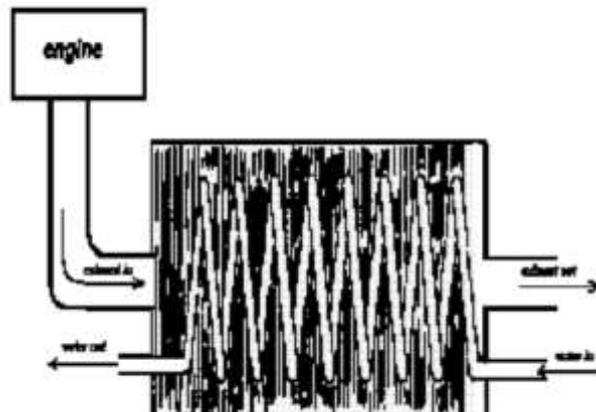


Figura 62: Flusso dei gas di scarico nello scambiatore [32]

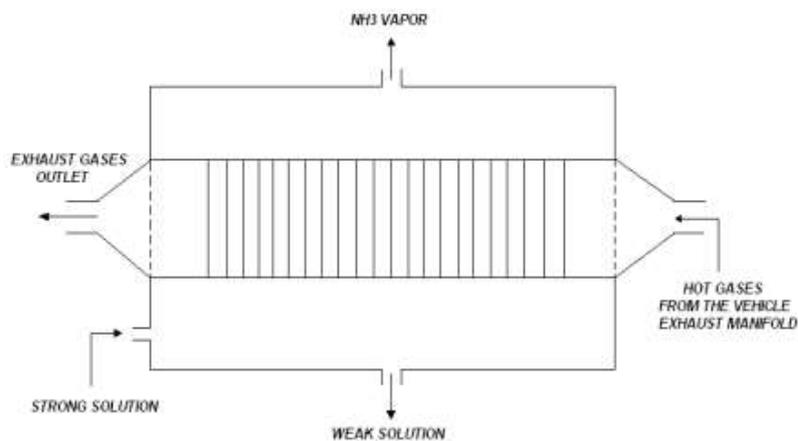


Figura 63: Schematizzazione del flusso di fluido nel generatore studiato [32]

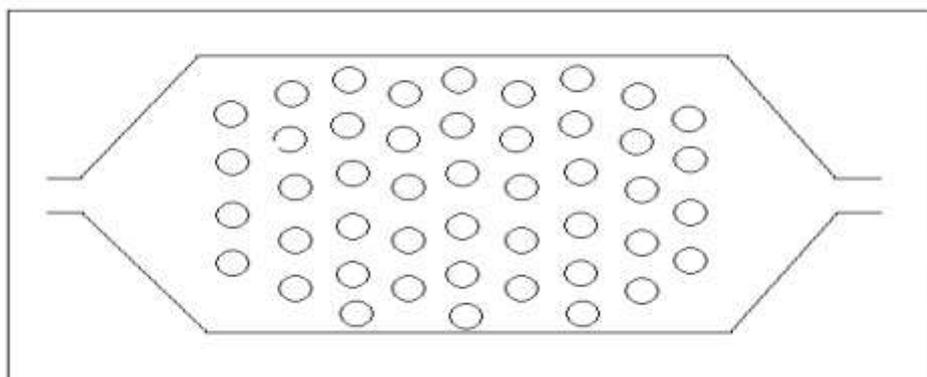


Figura 64: Configurazione dei tubi del generatore [32]

Viene usato uno scambiatore a fascio tubiero, nel quale l'acqua passa all'interno dei tubi e i gas di scarico nello spazio tra il mantello e i tubi. Ipotizzando che il coefficiente di scambio termico, la

portata massica e il calore specifico siano costanti e che non vi siano perdite di calore nell'atmosfera, è stata calcolata la superficie di scambio termico. Confrontando questa con lo spazio disponibile nella vettura (50 x 25 x 15 cm), il gruppo di ricerca ha usato 37 tubi di lunghezza pari a 8 cm, diametro esterno di 2.134 cm e quello interno di 1.6 cm, usando una configurazione uguale a quella mostrata in Figura 64.

In Tabella 1 sono mostrati come variano i valori del COP e del calore disponibile al generatore variando la velocità del motore e la temperatura di uscita dei gas di scarico. Se il COP risulta essere inversamente proporzionale alle due quantità, il calore disponibile al generatore ne è proporzionale. Comunque, i risultati confermano la fattibilità del sistema con riduzione del consumo di carburante e dei costi di esercizio rispetto al sistema a compressione di vapore.

RPM	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	Q _g (kW)	COP
900	16	70.5	4.548	1.099384
1200	16	73.8	4.823	1.036616
1300	16	77	5.09	0.982236
1400	16	80.2	5.357	0.982236
1500	16	83.9	5.666	0.882421
1600	16	85	5.758	0.868354
1800	16	87.1	5.933	0.842706
2000	16	89	6.092	0.820773

Tabella 1::Risultati delle misurazioni del calore di scarto a diverse velocità del motore e diverse temperature [32]

4.5. PROTOTIPO 5

In questo studio [2] viene analizzato un sistema di assorbimento a diffusione (DAR) alimentato sempre dal calore dei gas di scarico. La Figura 65 mostra lo schema dell'impianto costituito da un motore diesel a combustione interna, da uno scambiatore di calore per trasferire il calore al generatore del DAR e dall'impianto DAR stesso.

Il DAR usato è un frigorifero domestico da 180 l (Electrolux RAK 662) di dimensioni 0.95 x 0.59 x 0.53 m³, modificato in modo tale che sia alimentato dai gas di scarico del motore diesel 'Ford XLD 1.8 L', quattro cilindri a iniezione diretta di carburante. I fluidi di lavoro sono l'acqua, l'ammoniaca

e l'idrogeno; le pressioni nelle diverse sezioni del sistema sono le stesse.

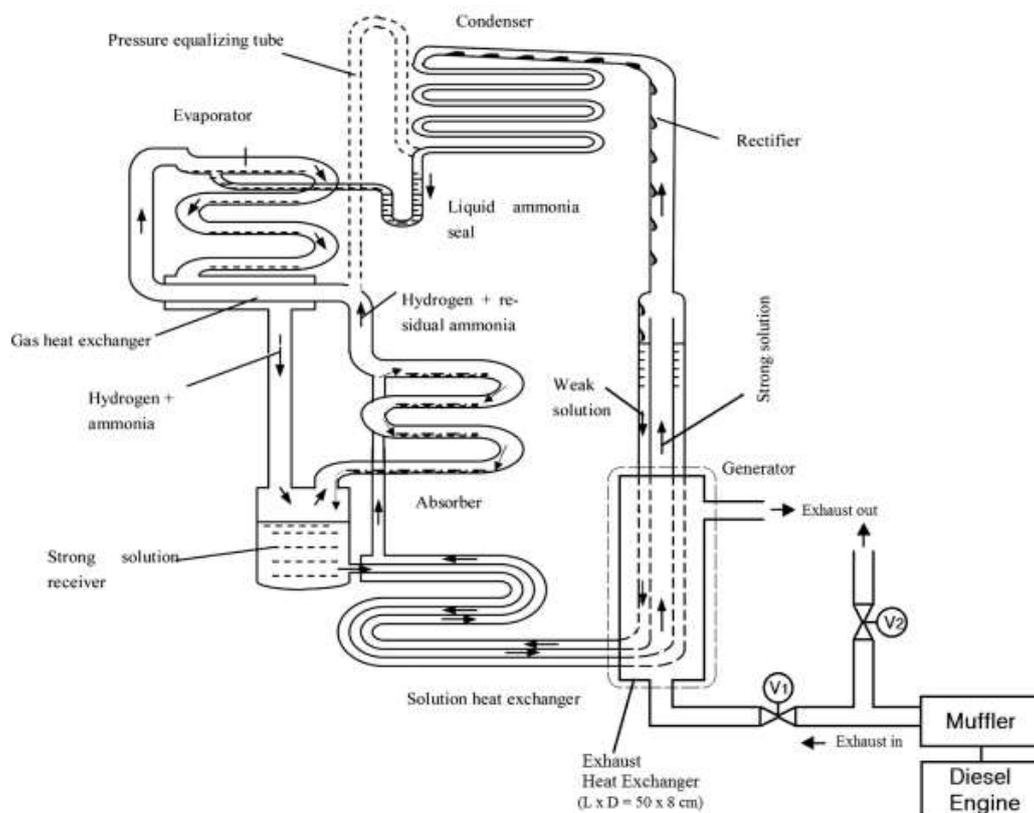


Figura 65: Schematizzazione dell'impianto DAR per il prototipo studiato [2]

La quantità dei gas di scarico che entravano nello scambiatore di calore era controllata da due valvole manuali e le temperature medie dei gas all'ingresso e all'uscita dello scambiatore di calore erano misurate dalle termocoppie. La temperatura ambiente era di circa 27 °C. Effettuando dei test iniziali, i ricercatori hanno deciso di fissare la velocità del motore a 1750 RPM per la stessa motivazione spiegata precedentemente nel paragrafo “prototipo 3”.

Alcune prove sono state effettuate sulla portata dei gas di scarico, che doveva arrivare al generatore, variando la coppia del motore, così da verificare quale facesse ottenere le prestazioni migliori. La variazione della portata massica dei gas al variare della coppia è mostrata nella Figura 66:

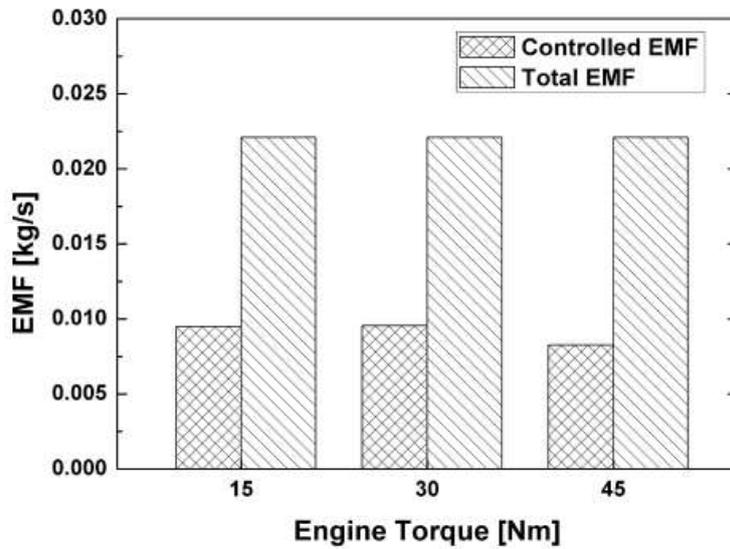


Figura 66: Variazione della portata massica dei gas di scarico al variare della coppia [2]

Le due colonne presenti per ognuna delle tre coppie considerate rappresentano rispettivamente la portata massica totale dei gas di scarico (EMF) e la quantità controllata della portata massica. Quest'ultima assicura una temperatura dei gas di scarico in ingresso al generatore compresa tra i 210 e 232 °C.

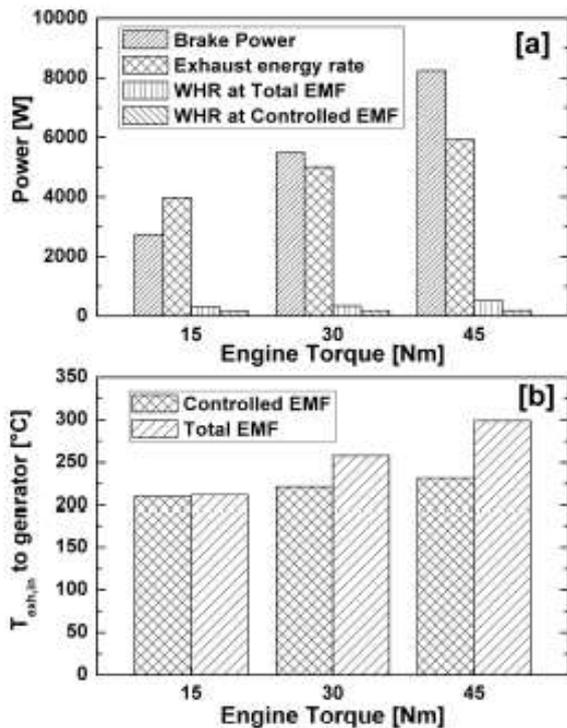


Figura 67:(a) Analisi energetica del motore a 1750 RPM, (b) variazione della temperatura dei gas in ingresso al generatore con la coppia [2]

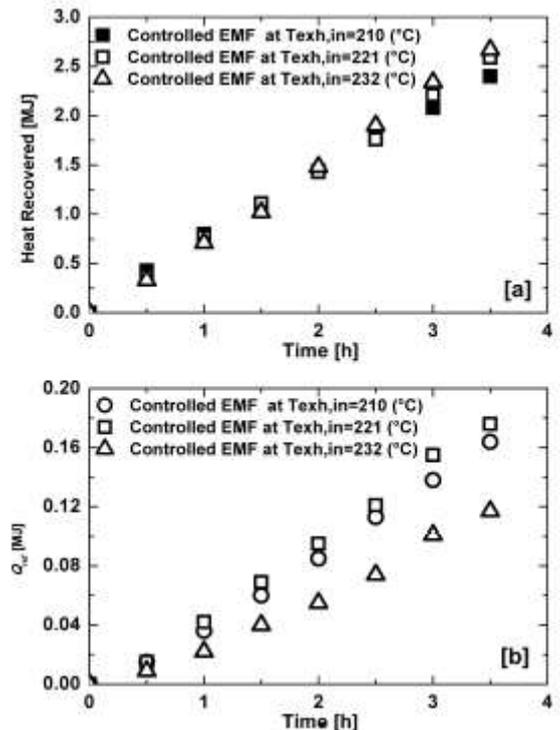


Figura 68: (a) Energia recuperata dai gas di scarico, (b) effetto di refrigerazione per la portata massica controllata dei gas, al variare del tempo [2]

La Figura 67a paragona il calore di scarto disponibile e il calore effettivo recuperato per diversi carichi del motore per le due casistiche precedentemente indicate. Il calore di scarto recuperato è circa il 10% del calore disponibile per la portata massica dei gas totali e il 5% di quella controllata. La Figura 67b, invece, mostra la temperatura dei gas di scarico al generatore e fa notare che la differenza tra le temperature dei due scenari aumenta all'aumentare del carico ed è quindi massima per la coppia maggiore. Ciò dimostra che una temperatura troppo elevata dei gas di scarico compromette il buon funzionamento del sistema. È possibile vedere meglio questo effetto nella Figura 68b: ad una temperatura dei gas di scarico pari a 230 °C, la capacità di refrigerazione diminuisce del 30-40% rispetto a quella ottenuta per temperature inferiori.

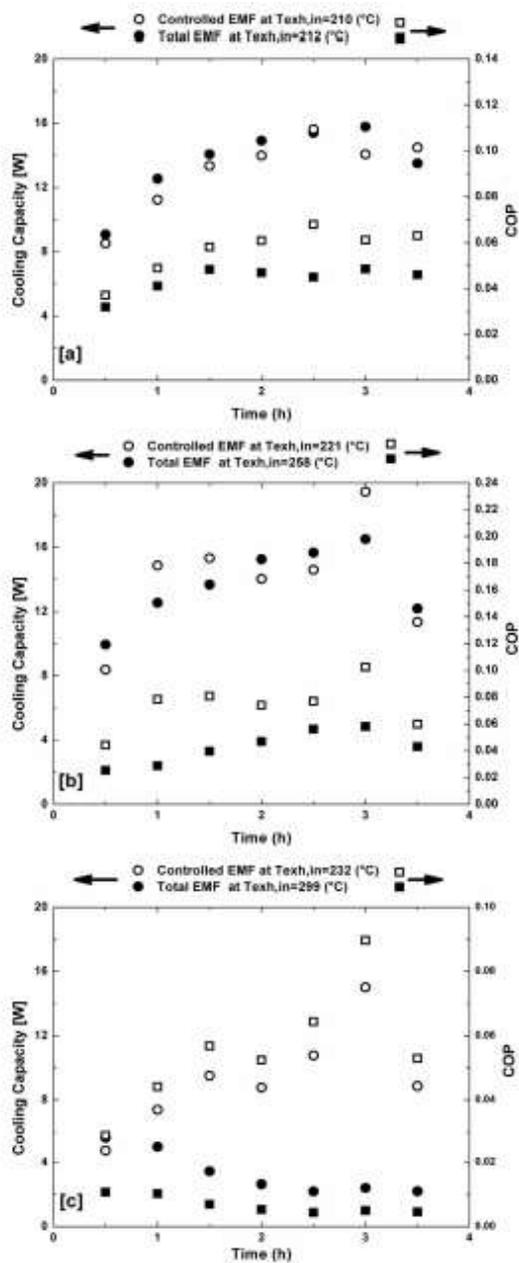


Figura 69: Variazione nel tempo della capacità di raffreddamento e del COP per (a) 15 Nm, (b) 30 Nm, (c) 45 Nm [2]

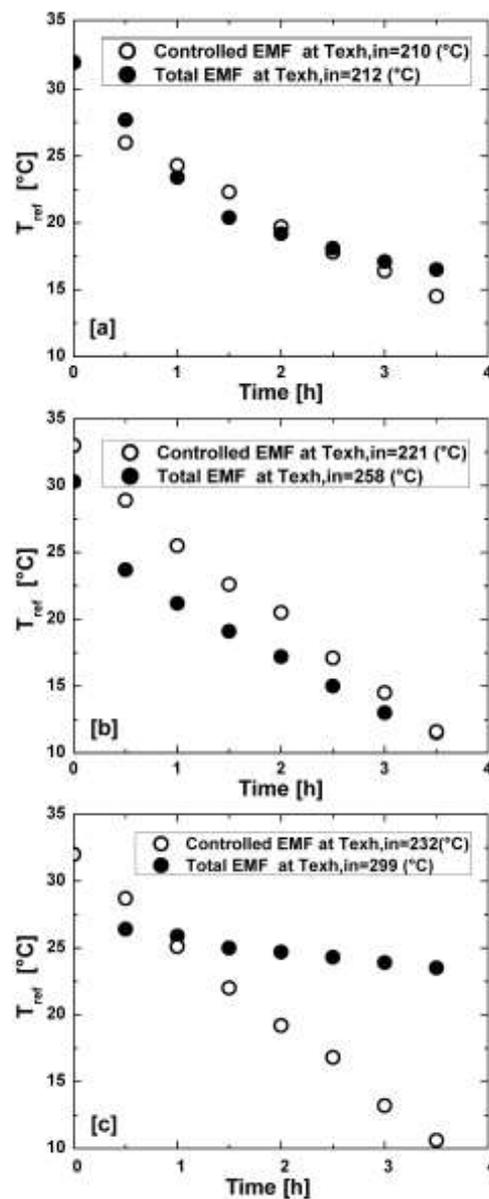


Figura 70: Variazione nel tempo della temperatura media del frigo per (a) 15 Nm, (b) 30 Nm, (c) 45 Nm [2]

I tre grafici che compongono la Figura 70 mostrano la variazione della temperatura all'interno del vano frigo al variare del tempo di prova. Il risultato su cui soffermarsi maggiormente è la differenza di temperatura che si raggiunge nel vano tra la portata dei gas controllata e quella totale, per la coppia motore di 45 Nm: se nel caso di portata non controllata si raggiungono i 23 °C dopo 3 ore e mezzo, nel caso di portata controllata, nello stesso arco temporale, si raggiungono 10.6 °C. Inoltre, confrontando le tre diverse condizioni si può affermare che lo scambiatore di calore lavora meglio a coppie elevate perché, ad alti carichi del motore, si raggiungono le temperature più elevate dei gas di scarico, fornendo maggiore calore al generatore. Il calore in eccesso produce vapore acqueo che, in caso di non condensa nel separatore, viaggia insieme all'ammoniaca e ciò riduce la capacità di refrigerazione. Nel set di grafici in Figura 69 viene mostrata la variazione della capacità di raffreddamento nel tempo e il coefficiente di prestazione: in tutte le casistiche, tranne per il caso senza controllo, per la coppia 45 Nm, la capacità di raffreddamento aumenta fino a raggiungere un valore massimo dopo 3 ore dall'inizio della prova per poi diminuire. Nel caso senza controllo, per la coppia 45 Nm, vale lo stesso ragionamento effettuato precedentemente, ovvero l'eccessiva quantità di energia trasferita al generatore non permette la condensazione della miscela acqua-ammoniaca nel condensatore peggiorando non solo la capacità di raffreddamento ma anche il COP.

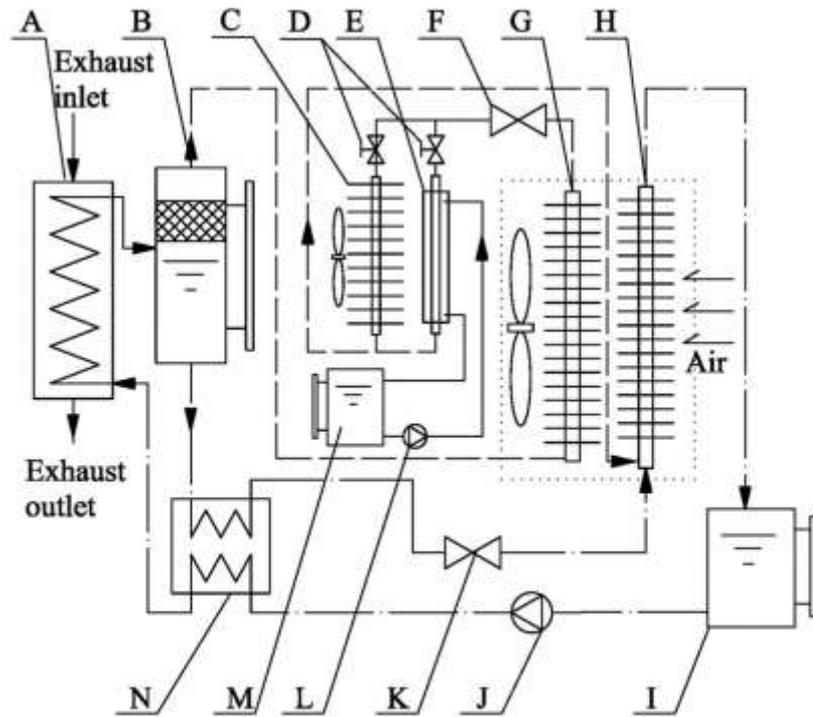
Confrontando i dati ottenuti con quelli conseguiti da Manzela (vedi prototipo 3) si nota che i valori della capacità di raffreddamento sono molto simili (15.8, 16.5 e 3.2 W per i casi senza controllo e 15.6, 19.5 e 15 W per i casi controllati e per coppie costanti 15, 30 e 45 Nm rispettivamente), mentre quelli relativi al COP sono molto diversi. La differenza può essere dovuta sia ai diversi componenti che alle condizioni di funzionamento usate per le prove o per il controllo della portata dei gas di scarico rispetto alle condizioni usate da Manzela. Il COP massimo si ottiene con temperature dei gas di scarico comprese tra i 210 e i 220 °C.

4.6. PROTOTIPO 6

A causa della variazione del calore dei gas di carico la maggior parte degli studi effettuati sono stati svolti in condizioni stazionarie. Adesso si presenta un prototipo [33] che ha la finalità di dimostrare la validità di un modello dinamico, in particolare si pone l'attenzione sulla risposta del sistema VAR alla variazione del calore di scarto, alla temperatura ambiente e alla portata della pompa. Un'altra differenza dai prototipi prima analizzati è la coppia di fluidi di lavoro usata: come refrigerante è usato l'R124 e come assorbente DMAC (dimetilacetammide).

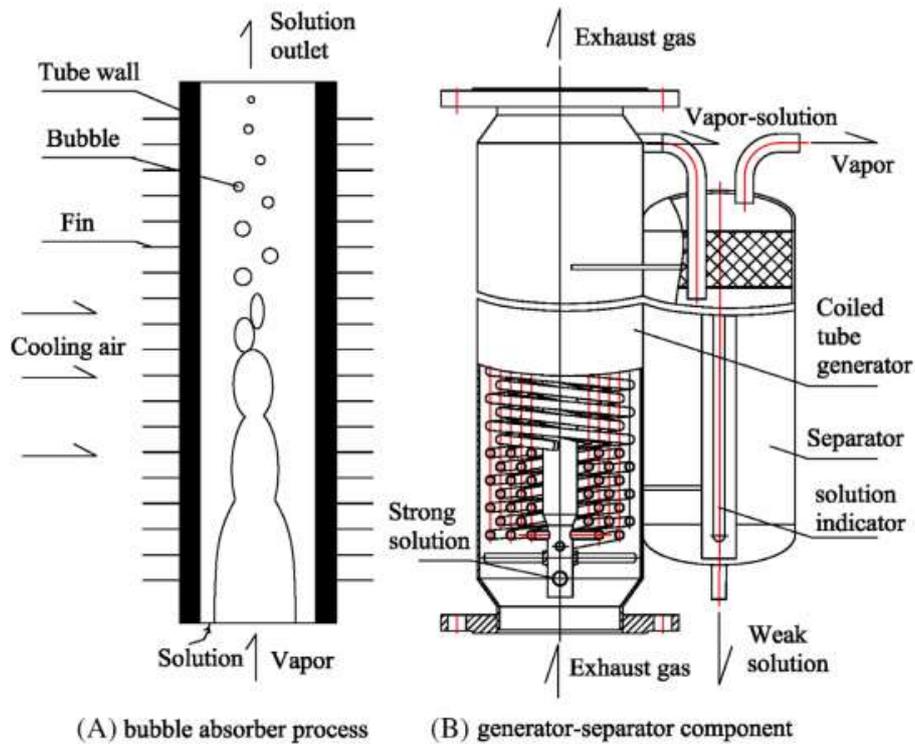
Lo schema del sistema, mostrato nella Figura 71, è un generico sistema ad assorbimento in cui l'assorbitore è della tipologia a bolle ed è raffreddato ad aria così come il condensatore, invece, come generatore viene usato uno scambiatore a tubi a spirale. Inoltre, per problemi di spazio, assorbitore e

condensatore sono installati assieme e condividono un ventilatore: l'aria fluisce prima nell'assorbitore e successivamente va verso il condensatore.



A: generator, B: separator, C: finned-tube evaporator, D: globe valve, E: double-pipe evaporator, F, K: throttle valve, G: air-cooling condenser, H: bubble absorber, I: solution tank, J: solution pump, L: pump, M: water tank, N: solution heat exchanger

Figura 71: Impianto ad assorbimento alimentato dai gas di scarico [33]



(A) bubble absorber process

(B) generator-separator component

Figura 72: (a) Assorbitore a bolle, (b) generatore [33]

Per la modellazione sono state effettuate le medesime ipotesi per tutti gli scambiatori:

- La soluzione e il vapore di refrigerante sono in equilibrio gas-liquido e hanno la stessa temperatura quando coesistono nella stessa posizione nei tubi a spirale;
- La resistenza alla conduzione termica nei tubi è stata trascurata;
- Lo scambiatore è isolato dall'ambiente e non ci sono perdite di calore;

L'andamento della temperatura di raffreddamento e quella in uscita dal generatore è evidenziata, sia per i test che per le simulazioni, nella Figura 73. Le temperature iniziali sono state impostate a 19.2 °C e 67 °C rispettivamente per la temperatura dell'acqua di raffreddamento e per quella all'uscita dal generatore. In entrambi i casi, lo stato di equilibrio viene raggiunto dopo circa 1900 s.

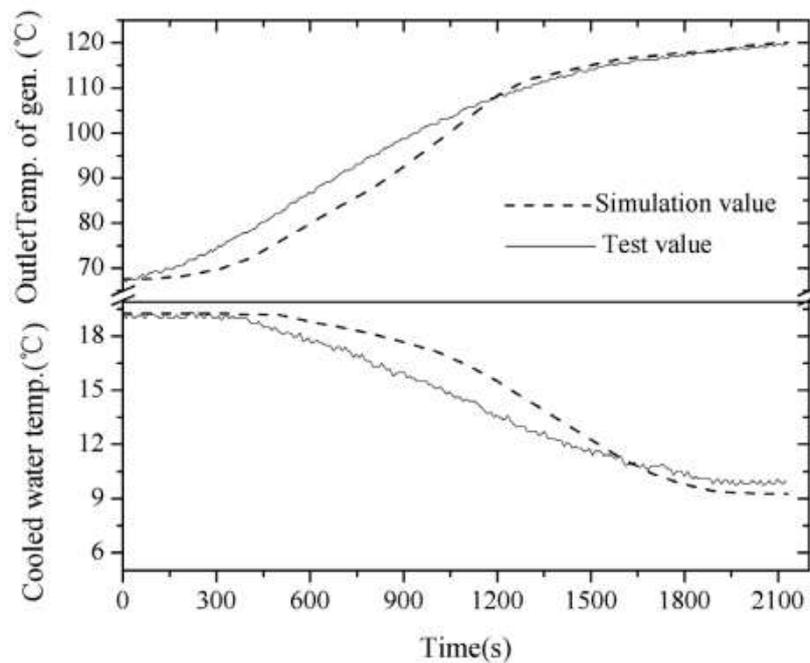


Figura 73: Confronto dei valori ottenuti durante i test e le simulazioni della variazione della temperatura nel tempo [33]

In Tabella 2 sono comparati i risultati ottenuti in VAR con capacità di 3 kW e i modelli analoghi nelle stesse condizioni.

Item	Test value	Numerical value	Relative error between test and numerical value (%) Abs (Test-Num.)/Test
Refrigeration capacity	3.00 kW	3.12 kW	4.00
Generator load	5.79 kW	5.77 kW	0.42
Condenser load	7.59 kW	7.43 kW	2.21
Absorber load	5.83 kW	5.49 kW	5.83
SHX load	9.23 kW	9.75 kW	5.63
Outlet temp. of generator	119.8°C	120.2°C	0.33
Outlet temp. of condenser	50.2°C	47.4°C	5.58
Outlet temp. of absorber	45.1°C	46.2°C	2.44
Vapor flow rate	0.0192 kg·s ⁻¹	0.01859 kg·s ⁻¹	3.18
Concentration of weak solution	51.79%	51.57%	0.42
COP	0.518	0.541	4.36

Tabella 2: Comparazione tra i risultati ottenuti durante le simulazioni dinamiche e i test sperimentali [33]

Si può notare che i risultati ottenuti nei due casi sono molto simili e con una dispersione accettabile. Di seguito vengono analizzati i vari parametri che influenzano maggiormente le prestazioni del sistema, inserendo un disturbo artificiale una volta che il sistema si sia stabilizzato.

Come si può vedere, il tempo di avviamento per la temperatura dei gas di scarico più elevata, corrisponde a circa 250 s, mentre le condizioni di equilibrio si hanno dopo 1800 s. Tempo di avviamento e temperatura dei gas di scarico sono inversamente proporzionale. Con la temperatura dei gas di scarico più bassa considerata, 260 °C, si ha un effetto di raffreddamento minimo e questo aumenta all'aumentare della temperatura. Comunque, al di sotto dei 340 °C la capacità di raffreddamento è minore della metà della capacità di raffreddamento di progetto. Per quanto riguarda le prestazioni, il valore più elevato è 0.53 e si ha alla temperatura dei gas di 460 °C, quello più basso corrisponde alla temperatura più bassa ed è pari a 0.2. Questi due andamenti si ottengono perché se la temperatura dei gas di scarico è più elevata si richiede un consumo prolungato di calore dello scambiatore tra i gas di scarico e il fluido di lavoro.

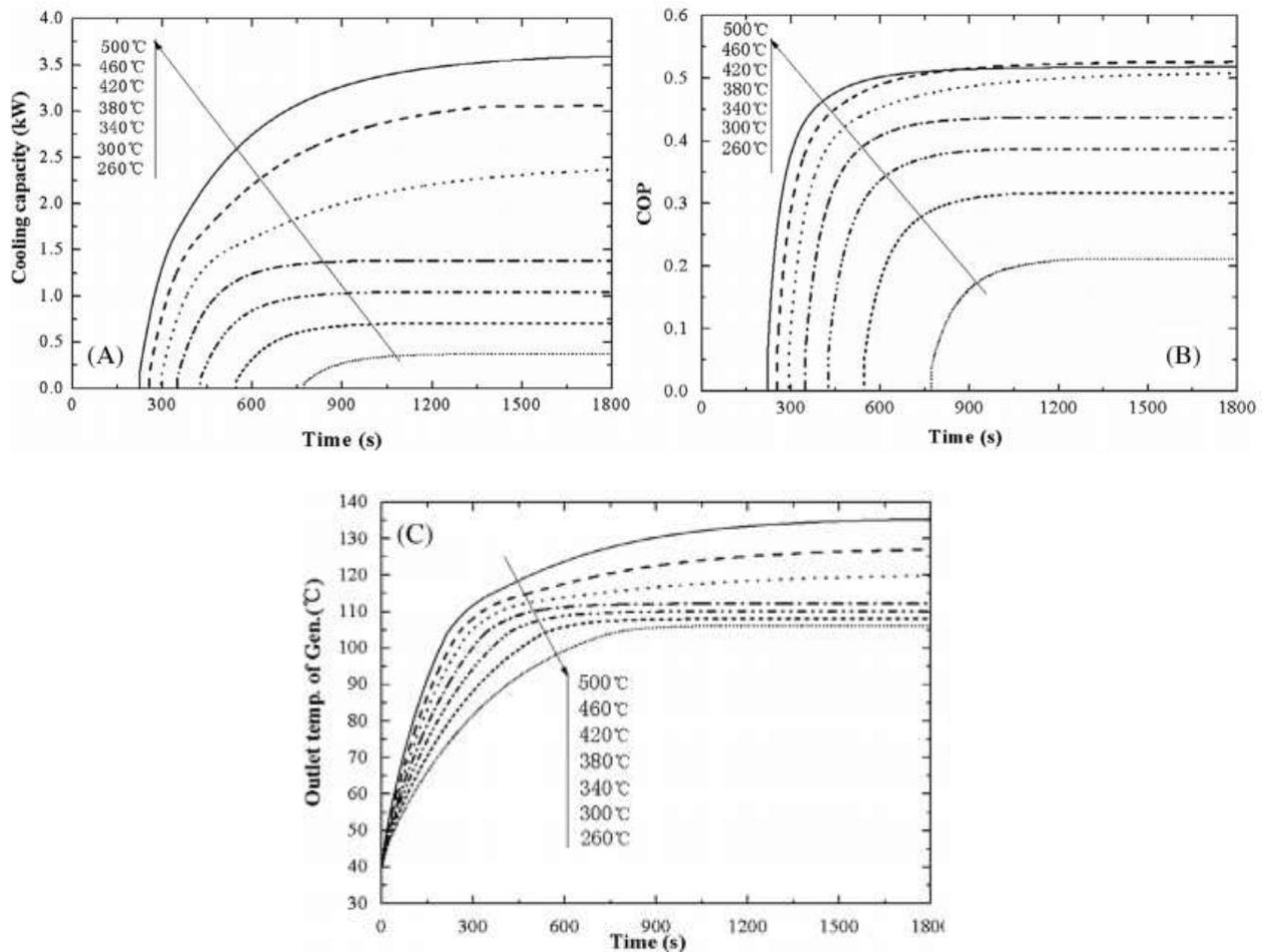


Figura 74: (A) Variazione della capacità di raffreddamento, (B) del COP e (C) della temperatura in uscita dal generatore nel tempo per diverse temperature dei gas di scarico [33]

Nel set di figure successive, viene fatta diminuire improvvisamente la temperatura della sorgente di calore, da 460 °C a 380 °C. Una volta introdotto il disturbo artificiale, il sistema raggiunge l'equilibrio dopo 1300 s. Leggendo i valori dei parametri considerati si può notare come, nel nuovo punto di equilibrio si abbiano dei valori ridotti: il COP si riduce a 5.03, la capacità di raffreddamento e la portata di vapore assumono, rispettivamente, 2.13 kW e 0.0125 kg/s e la temperatura della soluzione all'uscita del generatore si riduce fino a 117.3 °C. Nello stesso grafico in cui viene mostrata la temperatura al generatore, vengono evidenziati gli andamenti della temperatura di uscita dall'assorbitore e dall'evaporatore: se la prima varia di solo 7 °C grazie all'aria fresca che gli arriva per tutta la durata del disturbo, la temperatura all'evaporatore aumenta probabilmente a causa della riduzione della portata di vapore.

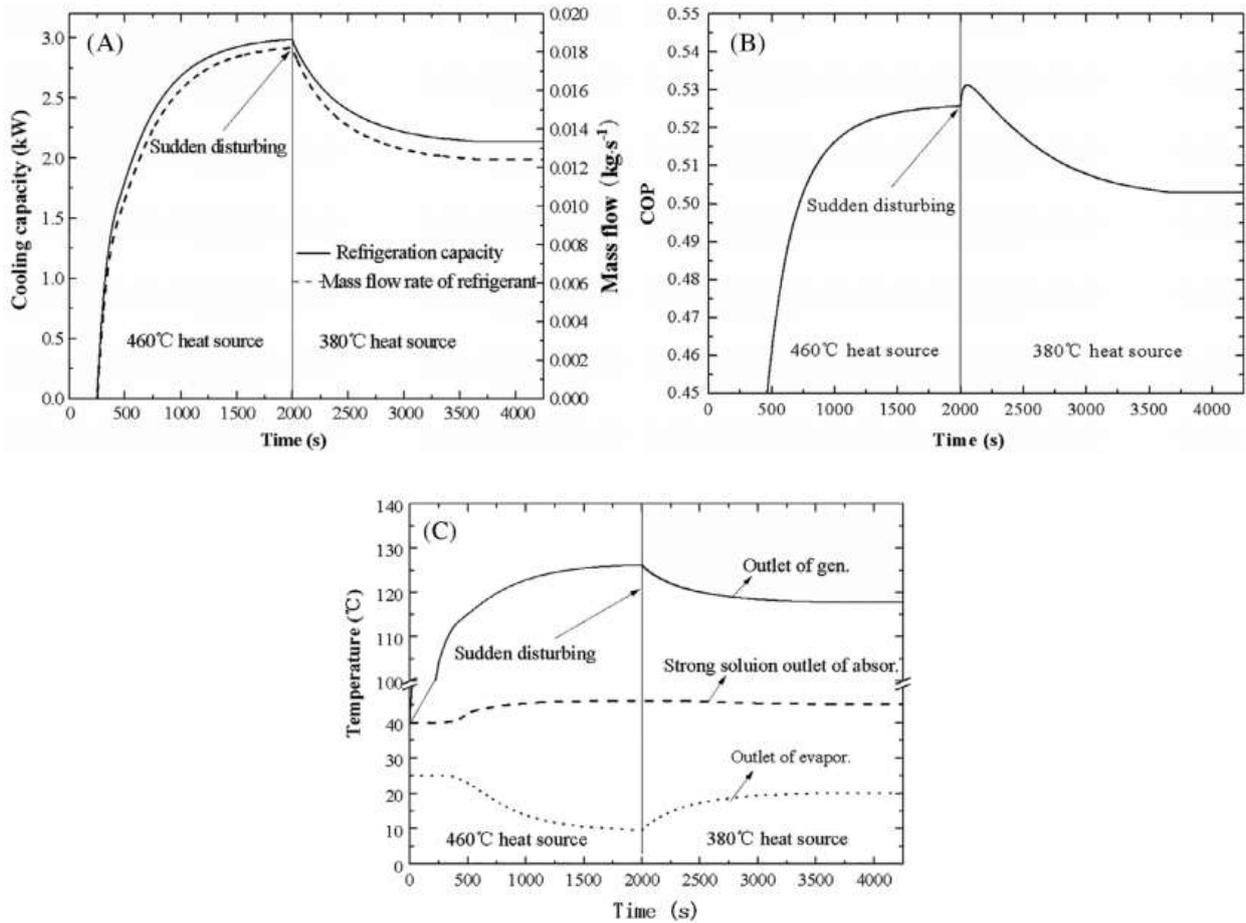


Figura 75: (A) Variazione della capacità di raffreddamento, (B) del COP e (C) della temperatura in uscita dal generatore nel tempo avendo diminuito la temperatura della sorgente calda da 460 a 380 °C [33]

Adesso viene analizzata l'influenza della portata di scarico sulla capacità di raffreddamento, sul COP, sulla temperatura della soluzione all'uscita dal generatore e, infine, sulla concentrazione della soluzione debole. La temperatura dei gas di scarico considerata è sempre quella di 460 °C. L'andamento della capacità di raffreddamento e del COP è simile a quello analizzato quando variava la temperatura di scarico: al diminuire della portata si ha un aumento del tempo di avvio e una diminuzione del valore dei parametri. Le condizioni di equilibrio, in questo caso, vengono raggiunte in tempi minori se la portata è inferiore e gradualmente, aumentano all'aumentare di quest'ultima. La differenza dei valori del COP all'equilibrio è notevole, infatti, si passa da valori di 0.54 a 0.2. Ciò è causato dalla bassa portata di vapore che non permette un elevato scambio di calore nel generatore, verificabile anche delle figure C e D.

Come precedentemente era stata fatta variare la temperatura dei gas di scarico, adesso, viene diminuita la portata dei gas di scarico da 0,2 fino a 0,05 kg/s. Avvenuta la variazione della portata, la nuova condizione di equilibrio è raggiunta dopo 1300 s. Anche in questo caso la capacità di raffreddamento, il COP, la portata di vapore e la temperatura all'uscita del generatore diminuiscono notevolmente il loro valore. L'unico parametro che non varia è la temperatura dell'assorbitore.

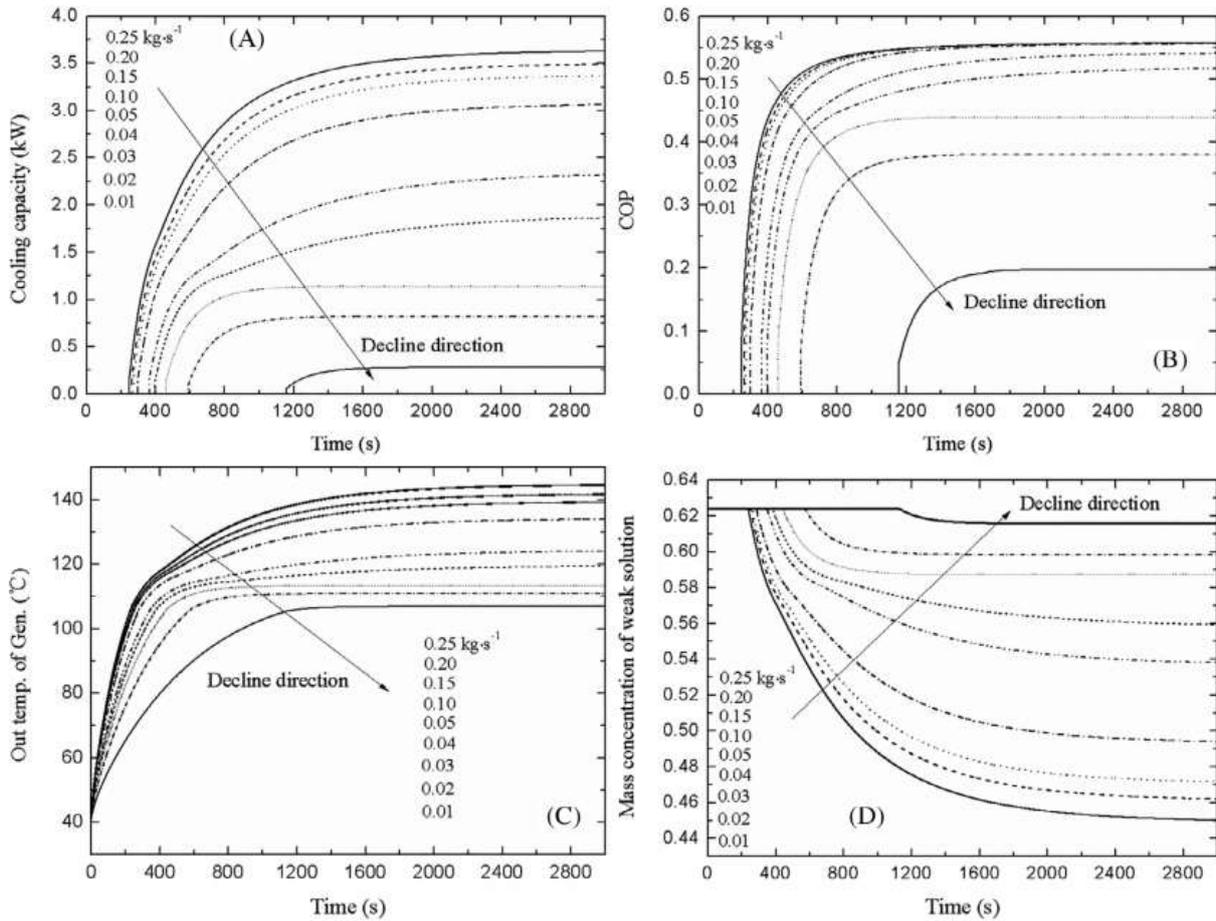


Figura 76: Influenza della portata di scarico (A) sulla capacità di raffreddamento, (B) sul COP, (C) sulla temperatura della soluzione all'uscita dal generatore e (D) sulla concentrazione della soluzione debole al variare del tempo [33]

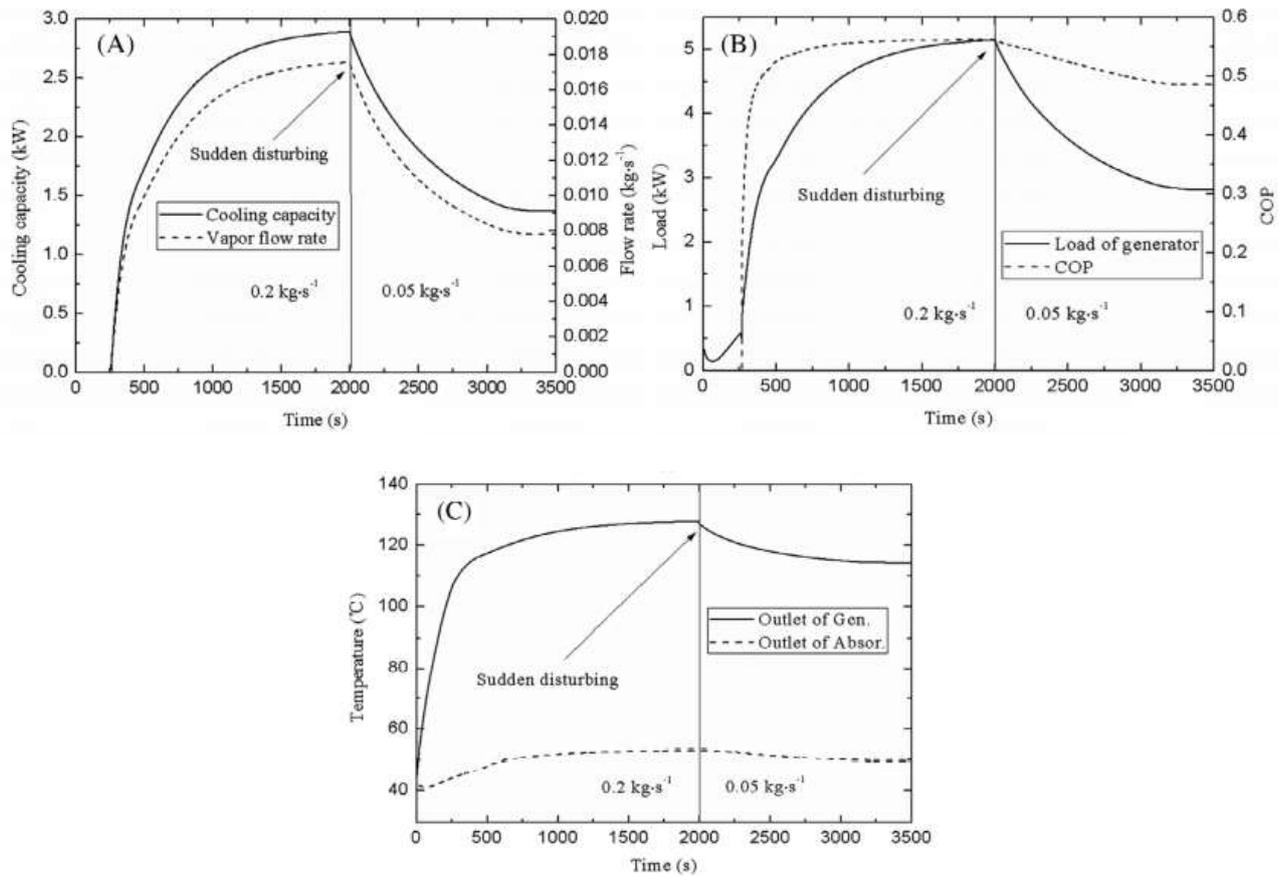


Figura 77: Riduzione della portata dei gas di scarico da 0,2 fino a 0,05 kg/s e influenza del disturbo (A) sulla capacità di raffreddamento, (B) sul COP e sul carico al generatore e (C) sulla temperatura della soluzione all'uscita dal generatore al variare del tempo [33]

Un parametro da cui dipendono molti fattori, tra cui la temperatura di condensazione, il COP e la capacità di raffreddamento, è la temperatura ambiente. Vengono considerate quattro temperature diverse, 31, 33, 35 e 37 $^{\circ}\text{C}$, con le rispettive pressioni di condensazione, 6.84, 7.22, 7.64 e 8.01 bar. Al diminuire della temperatura ambiente si ha sia un aumento del COP che della capacità di raffreddamento. Una variazione importante si ha nei carichi termici dell'assorbitore e del condensatore: il primo è minore del secondo perché, grazie al vapore surriscaldato nel generatore, si ha un maggiore scambio termico nel condensatore rispetto all'assorbitore. Infine, considerando la temperatura della soluzione all'uscita dal generatore, si nota come la temperatura ambiente non abbia una grande influenza su questa perché il calore dei gas di scarico è sempre lo stesso.

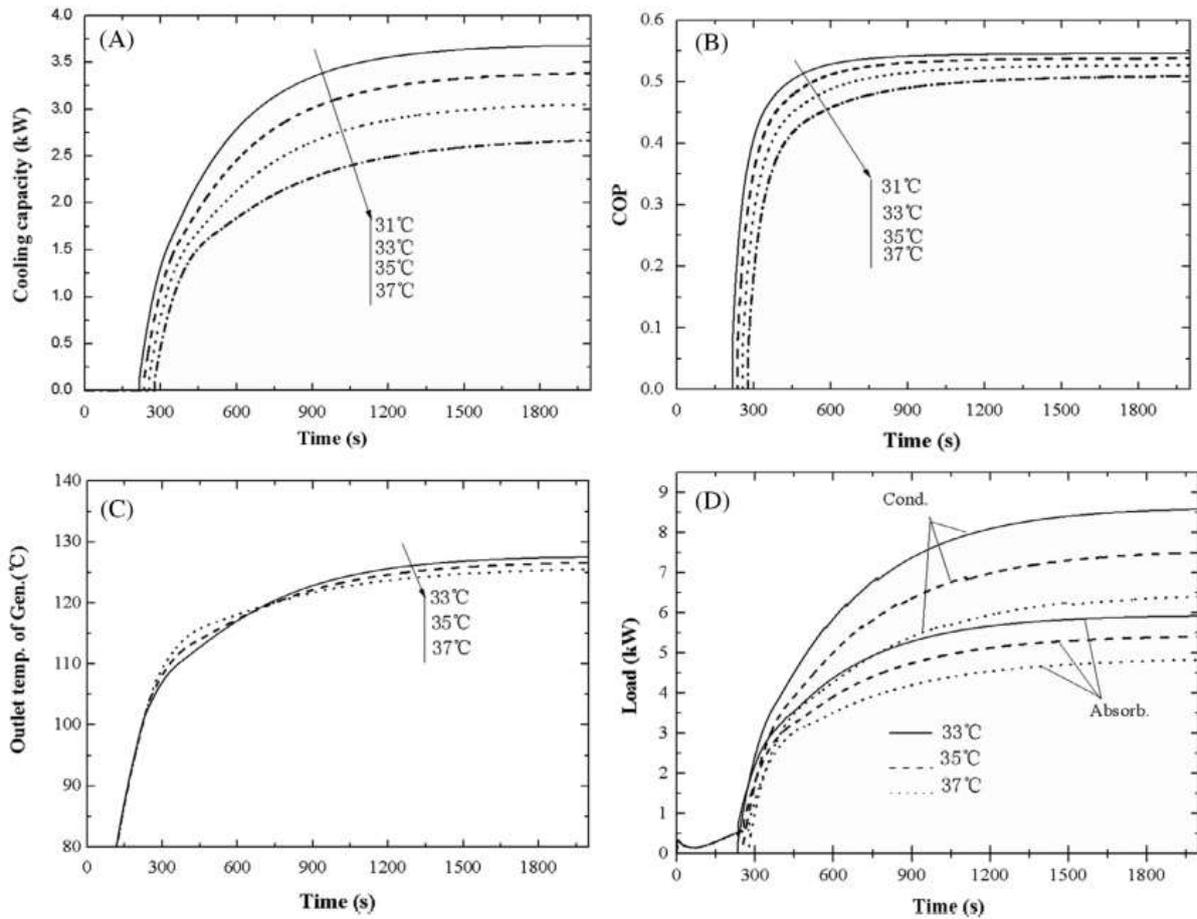


Figura 78: Influenza della temperatura ambiente (A) sulla capacità di raffreddamento, (B) sul COP, (C) sulla temperatura in uscita dal generatore e (D) sul carico [33]

Infine, si varia la portata della pompa della soluzione perché, a causa dell'instabilità dei gas di scarico, ha degli effetti sulle prestazioni del sistema.

Variando la portata della pompa, mantenendo costanti le altre condizioni, si nota che COP e capacità di raffreddamento aumentano al diminuire della portata, ma la variazione diventa sempre più piccola al diminuire della stessa. Anche il tempo di avviamento del sistema varia, pur in modo minimo, ed è compreso tra i 250 e i 300 s; al contrario, il rapporto di circolazione aumenta all'aumentare della portata.

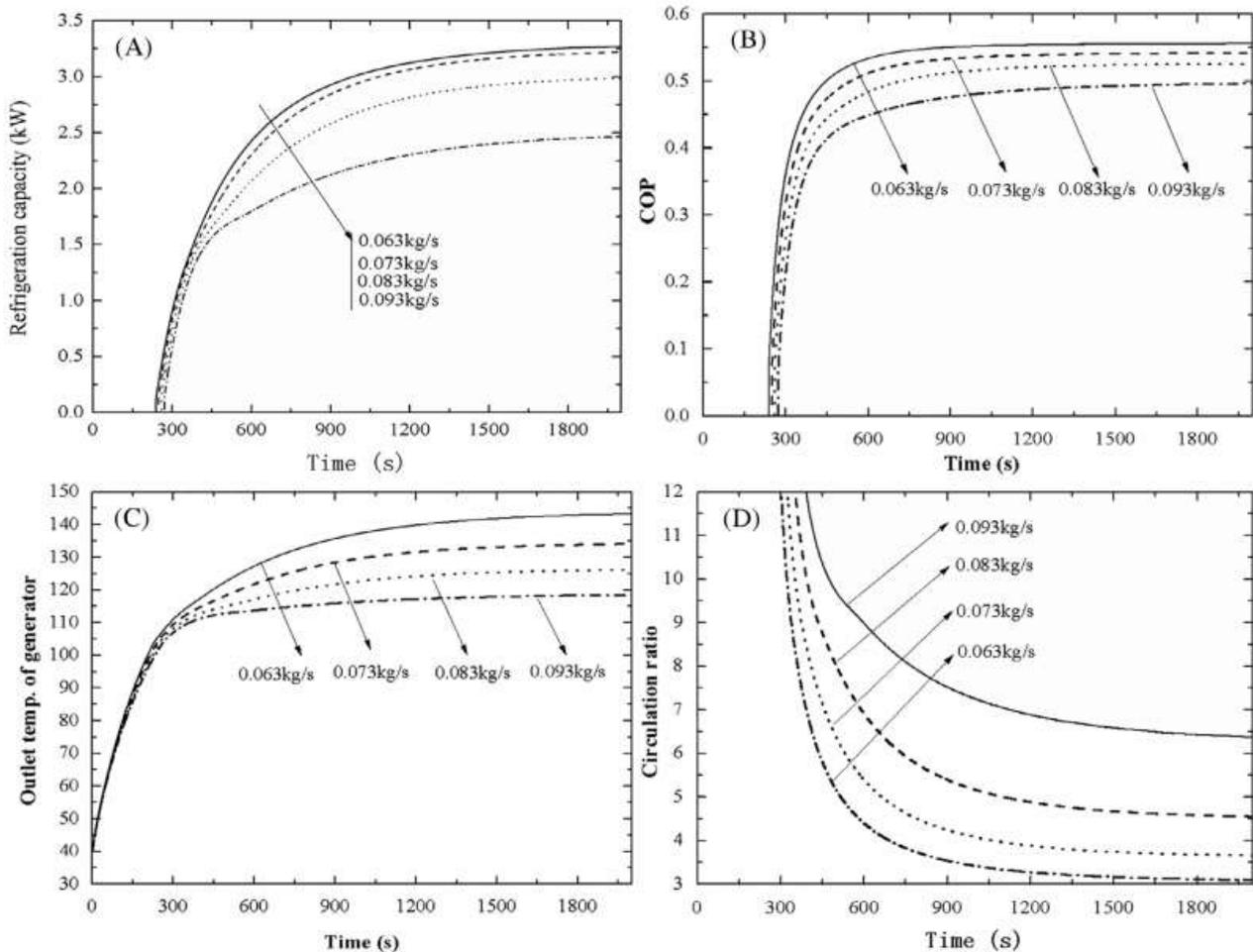


Figura 79: Influenza della portata della pompa della soluzione (A) sulla capacità di raffreddamento, (B) sul COP, (C) sulla temperatura in uscita dal generatore e (D) e sul rapporto di circolazione [33]

Introducendo il disturbo e aumentando la portata fino a 0.093 kg/s, la nuova condizione di equilibrio viene raggiunta dopo 1200 s. Anche in questo caso la capacità di raffreddamento, il COP e la temperatura della soluzione all'uscita del generatore diminuiscono. Nell'istante in cui viene inserito il disturbo, l'aumento della portata e l'isteresi della variazione della temperatura alla portata nel generatore portano ad un aumento del carico del generatore e del condensatore. L'aumento del vapore prodotto fa sì che si abbia meno vapore surriscaldato all'evaporatore causando, di conseguenza, limitazioni alla capacità di raffreddamento e aumentando la capacità di assorbimento. Il carico del generatore ha una variazione minima, grazie alle interazioni tra la portata e la temperatura della soluzione, mentre il carico dello scambiatore di calore in soluzione aumenta.

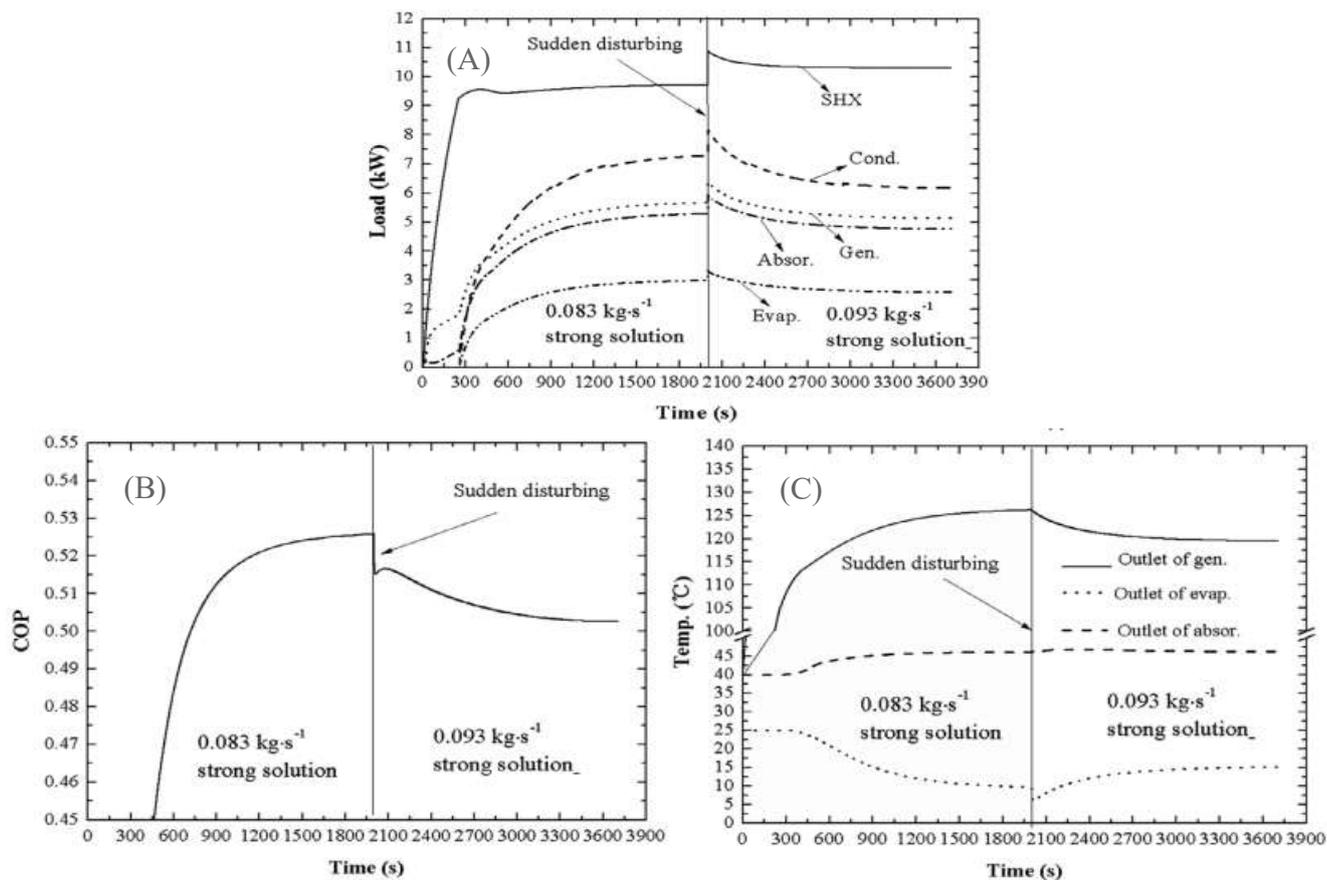


Figura 80: aumento improvviso della portata della pompa della soluzione fino a 0.093 kg/s e influenza di questo (A) sul carico, (B) sul COP e (C) sulla temperatura [33]

Confrontando i tre diversi disturbi, temperatura ambiente, temperatura dei gas di scarico e portata della pompa, si può affermare che il tempo di risposta maggiore si ottiene per la temperatura dei gas di scarico, segue la variazione della portata della pompa e, infine la temperatura ambiente, con un tempo di risposta di 600 s.

4.7. PROTOTIPI DI IMPIANTI DI REFRIGERAZIONE AD ADSORBIMENTO

A differenza del sistema di refrigerazione ad assorbimento che usa materiale assorbente liquido, questi sistemi usano un materiale adsorbente solido. Il fenomeno dell'adsorbimento avviene sull'interfaccia della superficie di separazione e consiste nel trattenere su di essa le componenti delle sostanze che ne sono a contatto senza subire cambiamenti chimici. Alcuni materiali presentano la proprietà di adsorbire alcuni gas quando vengono raffreddati e rilasciarli in caso di riscaldamento; lo stesso processo è usato per comprimere il refrigerante e successivamente creare l'effetto di refrigerazione. Il compressore del sistema di refrigerazione tradizionale viene sostituito da un adsorbitore, gli altri componenti sono i medesimi: evaporatore, condensatore e valvole di controllo.

Questa tipologia di impianto ha gli stessi vantaggi di un ciclo ad assorbimento, in più è in grado di lavorare in un range molto ampio di temperature (dai 50 ai 500 °C) e l'adsorbente, essendo allo stato solido, consente maggiore sicurezza se il sistema è installato in luoghi in cui è possibile il movimento.

4.7.1. PROTOTIPO 1

Il prototipo [34] descritto in questo paragrafo viene ideato per il condizionamento di una cabina di camion e testato in laboratorio. La coppia adsorbente/refrigerante usata è carbone attivo e ammoniaca. L'impianto, alimentato dal calore di scarico, è costituito da due adsorbitori (uno in modalità riscaldamento e uno in modalità raffreddamento), due condensatori, un evaporatore e due valvole di controllo che collegano i condensatori all'evaporatore.

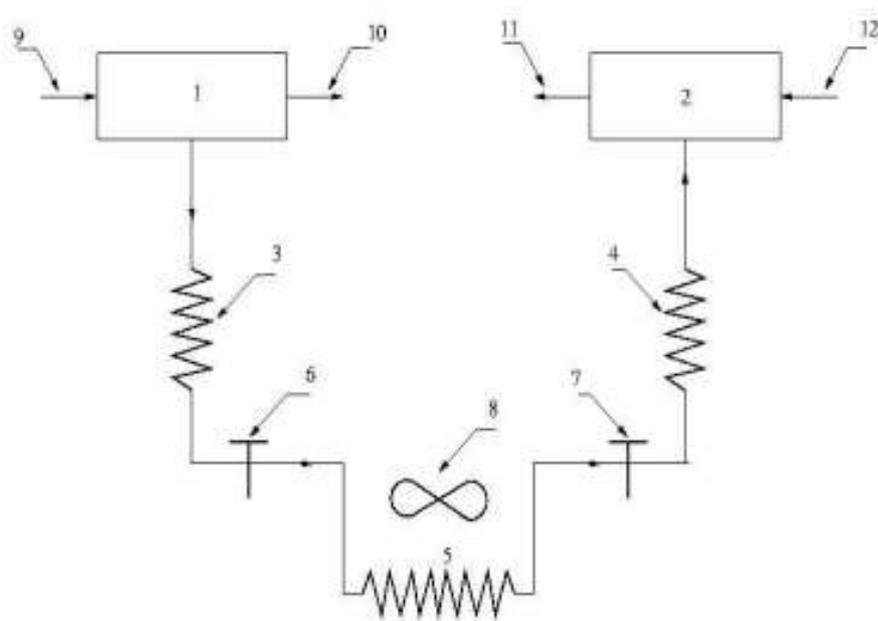


Figura 81: Schematizzazione dell'impianto dove 1 e 2 sono gli adsorbitori, 3 e 4 i condensatori, 5 l'evaporatore, 6 e 7 le valvole di controllo, 8 il ventilatore dell'evaporatore, 9 e 10 il calore in ingresso e in uscita da un adsorbitore e 11 e 12 il fluido di raffreddamento in ingresso e in uscita dall'altro adsorbitore [34]

I gas di scarico arrivano all'adsorbitore 1, riempito di ammoniaca e lo riscaldano. Il refrigerante, a causa dell'aumento di temperatura, viene compresso e respinto dall'adsorbitore e mandato al condensatore dove inizia a condensare. La valvola che porta il refrigerante al condensatore si trova compressa fra due valori di pressione molto diversi, quindi, per mantenere la pressione costante all'adsorbitore, si apre in modo graduale. Nell'evaporatore, il refrigerante liquido inizia a vaporizzare producendo effetto refrigerante. All'adsorbitore 2 arriva vapore a bassa pressione che viene assorbito facendo aumentare la pressione all'interno del componente. Quando l'adsorbitore 2 è pieno di ammoniaca, viene fatta passare l'acqua refrigerata e viene fermato il ciclo. Il ciclo riparte invertendolo, ovvero riscaldando l'adsorbitore 2.

Il calore dei gas di scarico è stato calcolato ed è risultato superiore ai 50 kW, rivelandosi opportuno per alimentare il sistema di 1 TR.

Per la progettazione dei componenti i ricercatori hanno prestato maggiore attenzione all'adsorbitore, in quanto è il componente più importante. Presenta una configurazione a conchiglia e a doppio tubo. Alle estremità dei tubi concentrici in acciaio inox sono presenti dei coperchi che hanno il compito di trattenere il materiale adsorbente, inserito in modo che occupi poco spazio tra il tubo interno e quello centrale. Il tubo centrale è alettato così come la camera d'aria interna, ciò permette di aumentare lo scambio termico tra i gas di scarico, che passano all'interno del tubo interno, e il materiale adsorbente. Dai calcoli effettuati si ottiene che per un effetto di raffreddamento di un 1 kW, è necessario fornire calore all'adsorbitore per 2 kW. Mentre, l'area di scambio termico risulta, con l'aggiunta della superficie delle alette, pari a 0.8 m².

Il condensatore, invece, è uno scambiatore di calore standard, usato nel condizionamento delle automobili, mentre l'evaporatore è sempre uno scambiatore di calore ma con configurazione a cross flow box. Questo deve funzionare in entrambe le direzioni perché il refrigerante arriverà da entrambi i lati.

Il prototipo attraverso il quale sono state effettuate le prove sperimentali aveva una capacità di raffreddamento di 200 W e come fonte di calore è stato usato una stufa con ventilatore. I risultati ottenuti sono mostrati in Tabella:

S. N	Heating time(s)	Fuel consumption-ion (gm)	RE (W)	Heat supplied (kJ)	COP
1.	600	24	141	1080	.117
2.	630	25	137	1125	.112
3.	645	27	134	1215	.104
4.	660	29	130	1305	.097
5.	720	31	125	1395	.094

Tabella 3: Risultati ottenuti dai test effettuati sul prototipo [34]

4.7.2. PROTOTIPO 2

Il secondo prototipo [35] presentato è stato realizzato con lo scopo di fornire la refrigerazione ad una cabina di un'utilitaria. I test sono stati effettuati su un banco di prova con tempo del ciclo pari a 10 min. L'impianto è costituito da una parte principale in cui si distinguono due scambiatori di calore a letto adsorbente, un condensatore e un evaporatore raffreddati ad aria e un dispositivo di espansione, e una parte secondaria dove si trovano un serbatoio che fornisce acqua calda o fredda, pompe, valvole ecc. Ogni adsorbente funziona per mezzo ciclo ed è collegato, attraverso le valvole, al condensatore e all'evaporatore.

È possibile dividere il sistema in due parti, ognuna delle quali contiene un adsorbente: quando nell'adsorbente 1 avviene il processo di desorbimento, viene fornita acqua calda, successivamente avviene la condensazione nel condensatore e l'espansione del refrigerante attraverso il dispositivo di espansione, chiamato anche tubo capillare, nell'evaporatore. Nell'evaporatore il refrigerante viene usato per raffreddare l'acqua. Contemporaneamente, la seconda parte dell'impianto viene alimentata da acqua fredda e dal refrigerante precedentemente espanso. Il processo che avviene nella prima parte ha una durata di 10 min, una volta terminato il ciclo la seconda parte dell'impianto prende il posto della prima.

Come è possibile vedere nella Figura 82, il COP presenta i valori maggiori tra i 10 e i 15 min dopo l'inizio della prova per poi subire una diminuzione graduale. Dopo 10 minuti dall'inizio del processo si ha una velocità di trasferimento del calore che consente l'aumento della temperatura del letto insieme al vapore di adsorbito.

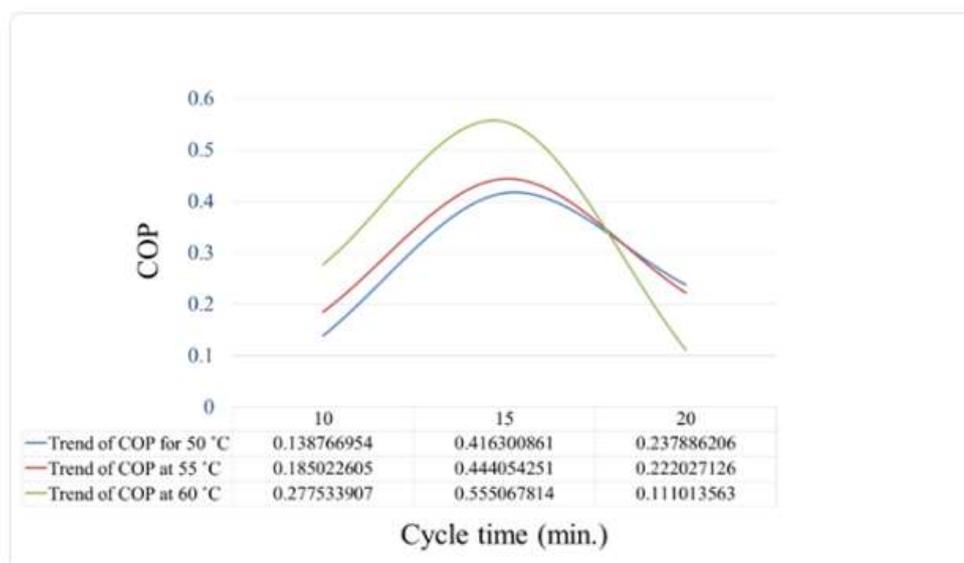


Figura 82:Variazione del COP per diversi cicli di tempo [35]

Se invece si pone l'attenzione alla variazione del COP con la portata della sorgente calda, si nota come questi siano proporzionali; inoltre, aumentando la portata di acqua calda si ha un aumento della velocità di trasferimento del calore, che, come detto prima, aumenta la temperatura del letto adsorbente. Il valore più alto di COP (0.4) si ha quando viene aumentata la portata di acqua fino a 15 LPM e ad una temperatura di 50 °C.

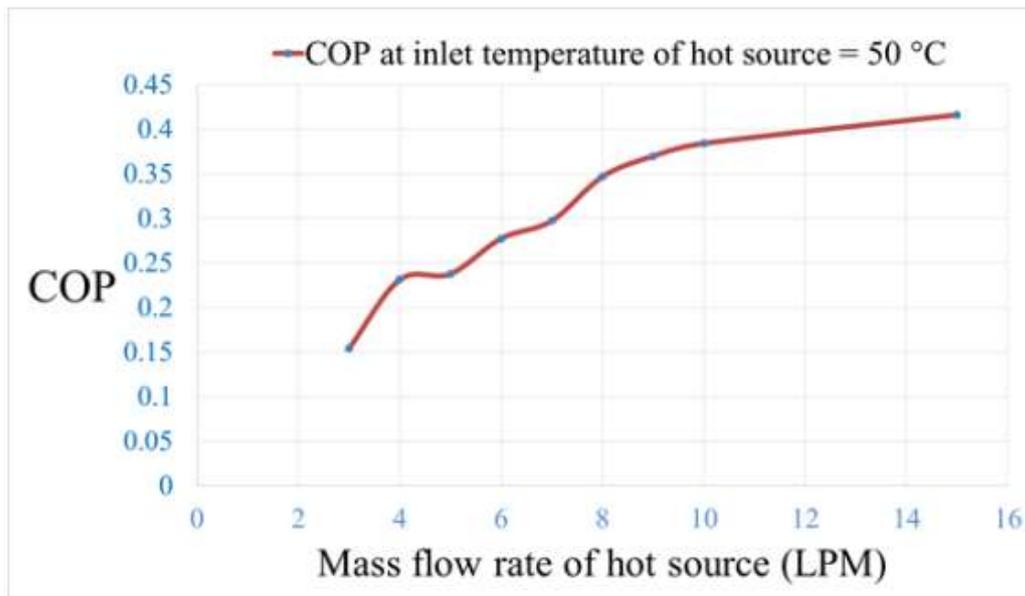


Figura 83: Variazione del COP al variare della portata della sorgente calda [35]

In riferimento al tempo, si può analizzare la variazione della potenza specifica di raffreddamento (SCP): più aumenta il tempo del processo, più il letto adsorbente raggiunge una temperatura che permette più facilmente ai vapori di adsorbato di lasciare la superficie e di raggiungere il condensatore. Più vapore arriva al condensatore, più effetto di refrigerazione viene prodotto nell'evaporatore.

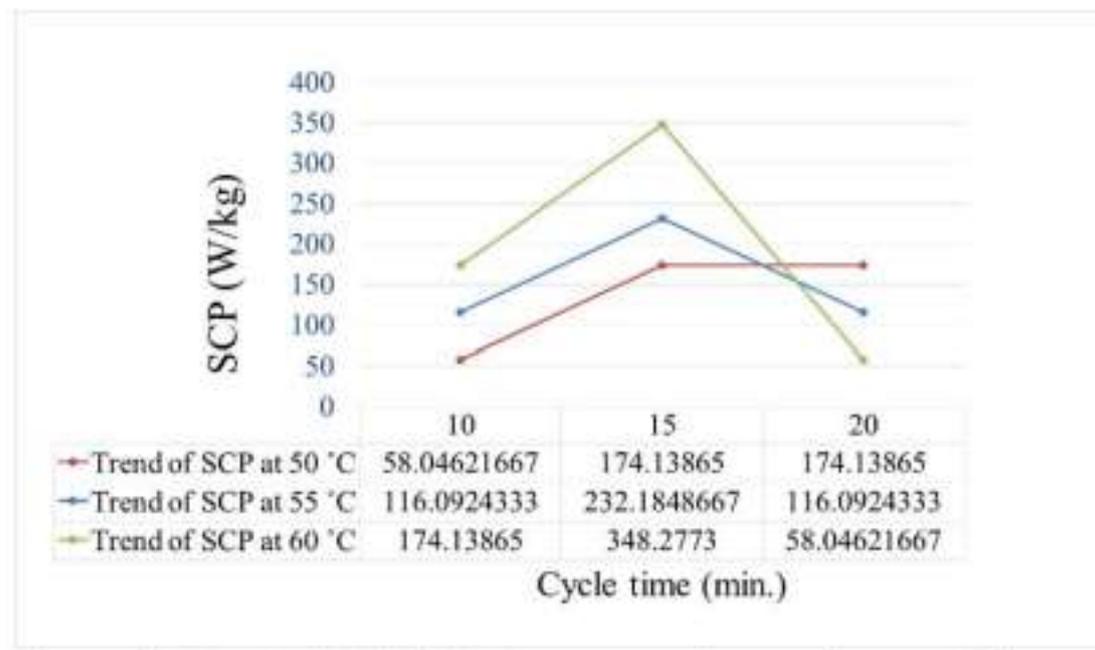


Figura 84: la variazione della potenza specifica di raffreddamento (SCP) per diversi cicli di tempo [35]

4.7.3. PROTOTIPO 3

Il prototipo [36] descritto in questa sezione è stato progettato, su scala di laboratorio, per fornire raffrescamento all'interno di una cabina per camion. È un sistema ad adsorbimento/desorbimento con acqua e zeolite alimentato, a differenza dei due prototipi prima descritti, dall'acqua di raffreddamento del motore. I componenti sono stati realizzati cercando di farli essere i più compatti possibile e il flusso che li attraversa si basa sulla differenza di pressione tra di loro.

Il flusso d'acqua, dopo il radiatore, arriva all'adsorbitore 1 che fornisce una potenza frigorifera continua compresa tra i 2 kW e i 5 kW: il letto è stato realizzato con l'adsorbente AQSOA-Functional Adsorbent Material, progettato proprio per le macchine alimentate da fonti di calore a bassa temperatura ed è composto da 6+6 moduli singoli, che hanno il compito di trattenere i granuli di zeolite. La temperatura massima di desorbimento, per cui il materiale lavora al meglio, è compresa fra gli 80 e i 90 °C. Il flusso d'acqua circolando nell'adsorbitore 1, produce il fenomeno del desorbimento e questo fa sì che la pressione aumenti; la valvola che si trova immediatamente dopo si apre e il fluido arriva al condensatore dove condensa. Poi, dopo aver effettuato l'espansione arriva all'evaporatore. Evaporatore e condensatore sono scambiatori di calore a due fasi. Contemporaneamente a questo ciclo, l'adsorbitore 2 viene raffreddato attraverso un circuito ausiliario. Mentre avviene il raffreddamento si ha l'adsorbimento del vapore che porta ad una diminuzione di pressione. Quando la pressione risulta inferiore a quella dell'evaporatore si apre la valvola e il vapore proveniente dall'evaporatore, giungendo all'adsorbitore 2, inizia ad essere

adsorbito producendo l'evaporazione dell'acqua e l'effetto di raffreddamento in cabina. In seguito, il ciclo si inverte.

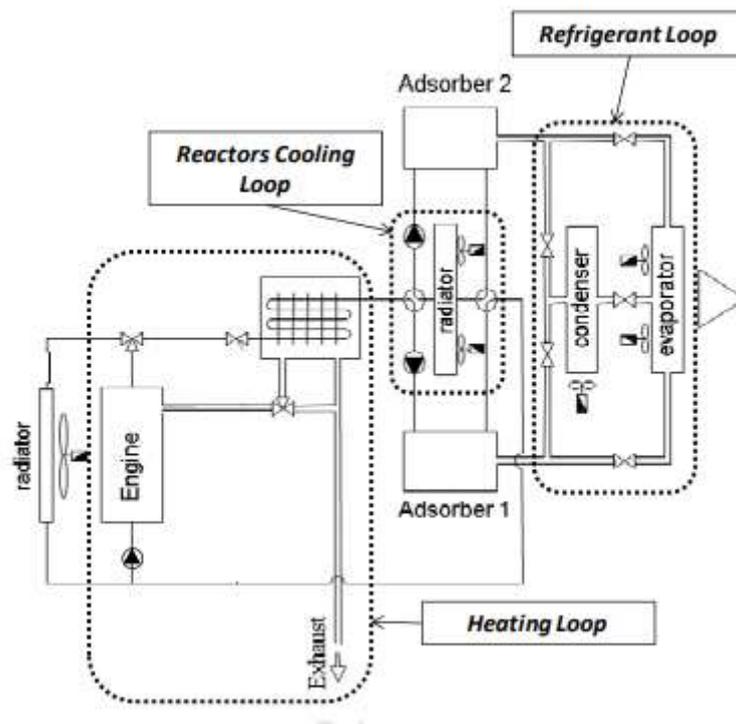


Figura 85: Schematizzazione dell'impianto di raffreddamento ad adsorbimento/desorbimento [36]

I test sono stati effettuati su un banco di prova e l'acqua di alimento è stata fornita da una caldaia. Sono stati effettuati migliaia di test sul prototipo, ma i risultati che si riportano sono per una temperatura d'ingresso dell'acqua pari a 90 °C e una temperatura al condensatore e all'evaporatore pari, rispettivamente a 35 °C e 10 °C.

A causa di perdite nelle valvole e all'incertezza delle misure, i risultati presentano delle differenze tra i dati calcolati e quelli misurati per le temperature ottenute per gli adsorbitori. Dalla Figura 86, che rappresenta la potenza frigorifera al variare del tempo, si può affermare che la potenza media oscilla tra i 2 e i 3 kW, con un picco che è superiore ai 4 kW. Vi è una differenza tra la potenza frigorifera utile calcolata e misurata a causa dell'incertezza delle misure. Nonostante ciò, l'andamento è molto simile, quindi il modello e le prove effettuate sono considerate ottime, considerando anche che non sono state effettuate in regime stazionario ma transitorio.

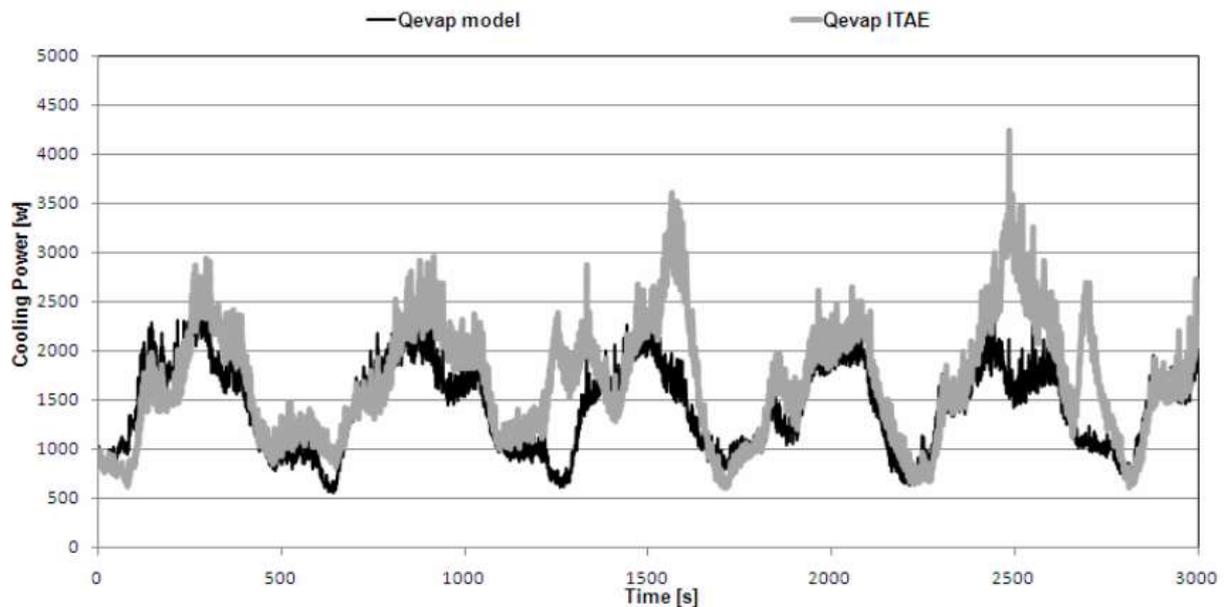


Figura 86: Confronto tra potenza di raffreddamento calcolata e misurata [36]

È stato anche simulato un ciclo di guida Normal European Driving Cycle costituito sia da quattro cicli urbani elementari a bassa velocità che da uno extra-urbano ad alta velocità. Sono state variate le condizioni di avviamento, in particolare si è considerata la condizione peggiore in cui entrambi i letti degli adsorbitori sono saturi con le valvole aperte, in questo caso non si riesce ad ottenere immediatamente effetto refrigerante. La seconda condizione prevede un letto asciutto e uno carico d'acqua, mentre la terza condizione è quella più favorevole, entrambi i letti asciutti.

I risultati che vengono mostrati sono riferiti alla terza condizione, per una temperatura ambiente di 28 °C e umidità relativa del 50 %: dalla Figura 87a si può osservare che, finché si ha una temperatura inferiore ai 75 °C, il sistema non riesce ad attivarsi perché non si ha abbastanza calore. Una volta raggiunta la temperatura e ipotizzando che il camion abbia un andamento costante, il ciclo ha un funzionamento regolare. Nella Figura 87b è rappresentato l'adsorbimento che avviene nei due letti e si riesce a vedere come gli adsorbitori invertano i compiti durante il ciclo. Invece, nelle Figure 87c e 87d sono diagrammate la potenza di raffreddamento e la temperatura che si raggiunge all'interno della cabina. Dato che entrambi i letti sono asciutti durante l'avviamento del ciclo, l'effetto di raffreddamento si ha immediatamente. La temperatura che dopo vari cicli si riesce a raggiungere in cabina è di 14 °C. Paragonando la capacità di raffreddamento della configurazione 3 con le altre due condizioni elencate (Figura 88) si può osservare che le potenze medie raggiunte sono, leggermente inferiori se si considera la seconda condizione e nettamente inferiori se si considera la prima. Nonostante questo, tutte e tre le soluzioni permettono di raggiungere temperature al di sotto di 20 °C all'interno della cabina. La minima differenza tra la condizione due e la tre consente di affermare che si potrebbero avere condizioni ottimali anche con un solo letto adsorbente asciutto.

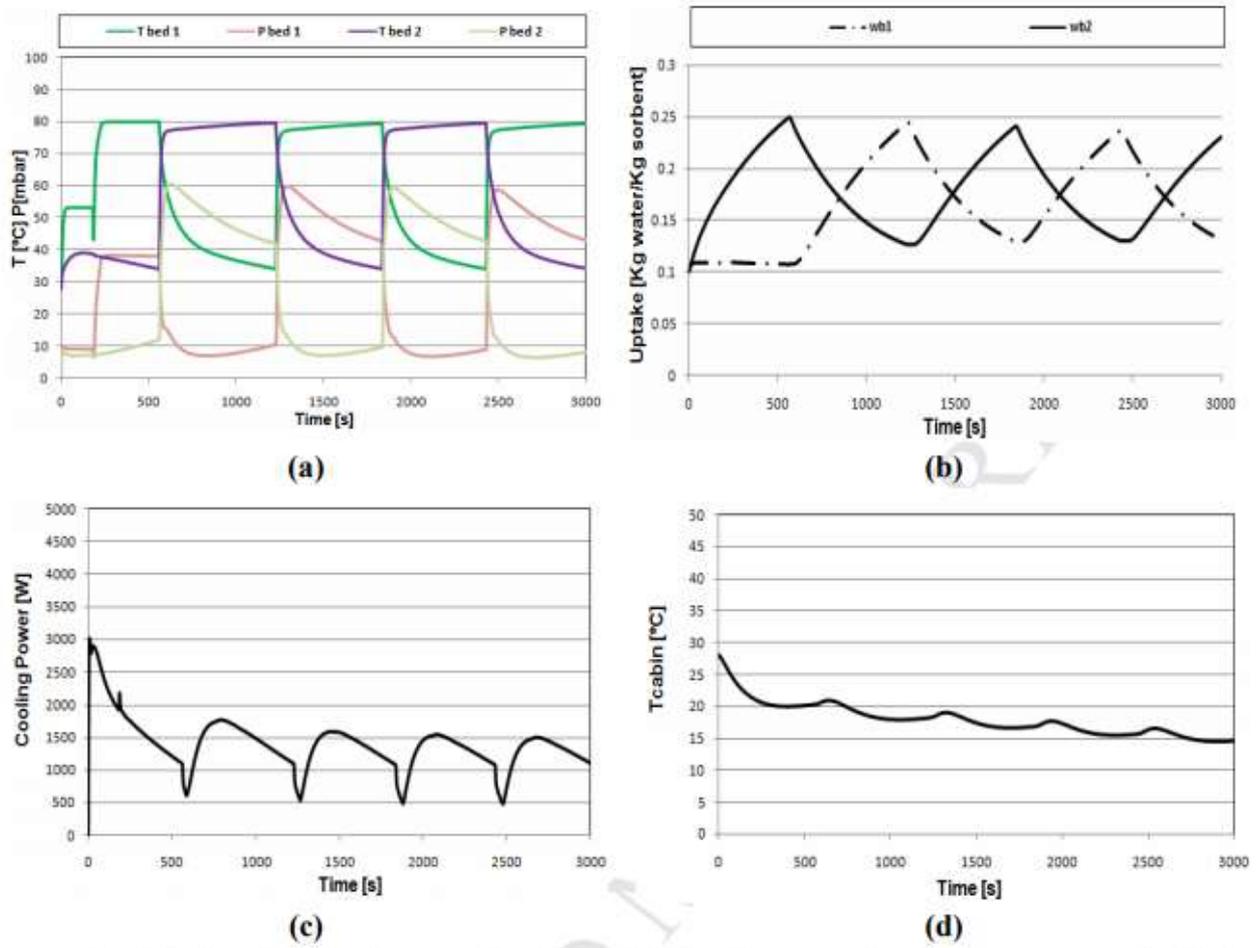


Figura 87: Risultati del ciclo di guida per la configurazione in cui gli adsorbitori hanno i letti asciutti: (a) variazione della temperatura e della pressione negli adsorbitori, (b) evoluzione del ciclo, (c) capacità di raffreddamento e (d) temperatura della cabina al variare del tempo [36]

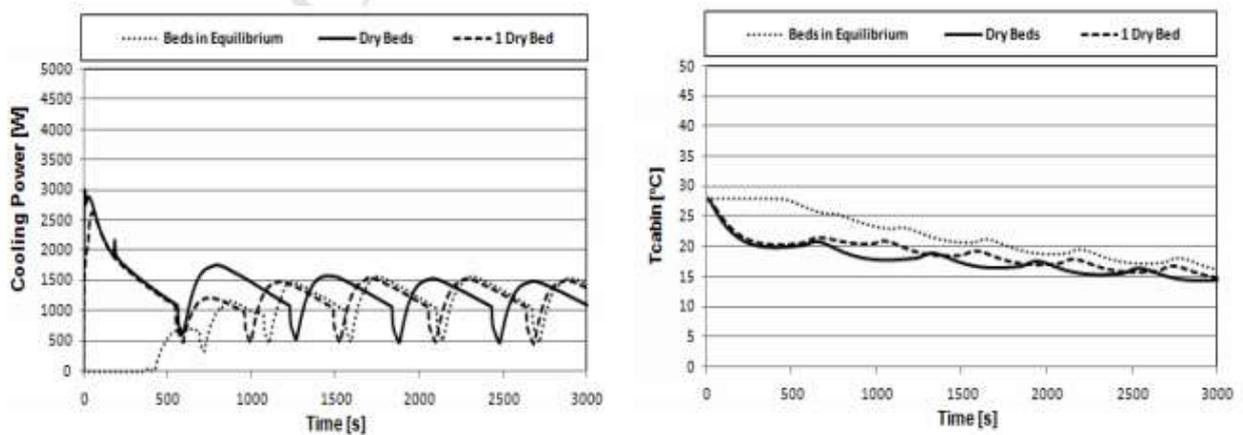


Figura 88: (a) Capacità di raffreddamento e (b) temperatura all'interno della cabina considerando tutte e tre le configurazioni [36]

Per ottenere risultati sempre migliori si dovrebbero ottimizzare tutti i componenti, tenendo in considerazione tutti i fattori geometrici e funzionali.

4.8. ALIMENTAZIONE ATTRAVERSO L'ENERGIA SOLARE

La ricerca sul potenziale dei gas di scarico ha portato i ricercatori a cercare nuove fonti di energia rinnovabile per alimentare i sistemi di refrigerazione. Molti studi si sono concentrati sull'energia solare: in questa sezione vengono presentati due modelli, il primo è un prototipo del sistema che usa una soluzione di acqua e ammoniaca, il secondo è uno studio analitico di un sistema con soluzione bromuro di litio e acqua.

4.8.1. PROTOTIPO 1

Il sistema [37] è supportato da una corrente elettrica di 18 V proveniente dalle celle solari e copre una capacità di refrigerazione di 30 l. Nel sistema, oltre l'impianto frigo ad assorbimento, sono presenti le celle solari, una batteria di accumulo, un regolatore e un raddrizzatore: durante il giorno, se le condizioni climatiche sono buone, le celle accumulano energia che servirà per alimentare l'impianto frigo, l'energia in eccesso verrà accumulata nella batteria che può essere ricaricata, in caso di necessità, attraverso corrente alternata. L'energia accumulata sarà impiegata se le condizioni climatiche fossero sfavorevoli o durante il periodo notturno.

L'angolo di inclinazione della cella, per permettere di ottenere la prestazione migliore, è stato calcolato basandosi sui valori della radiazione solare ed è risultato pari a 35 °C.

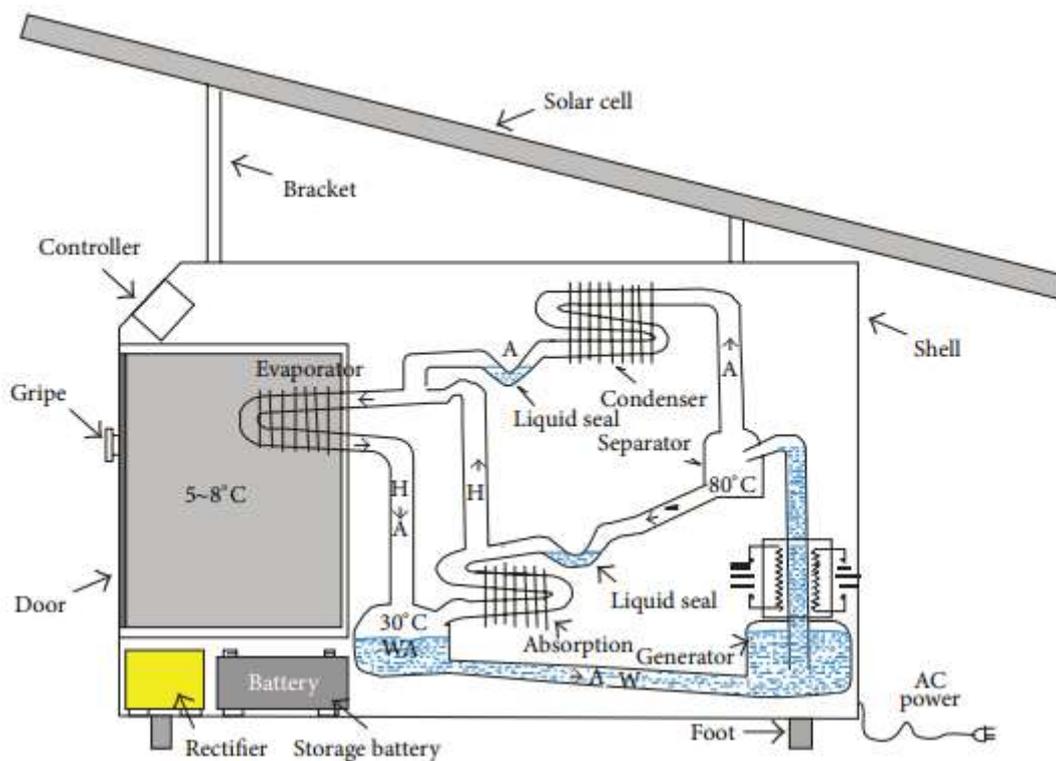


Figura 89: Elementi usati in un impianto frigorifero ad assorbimento alimentato da energia solare [37]

La capacità massima di potenza delle celle solari usate è 184 W, quella di accumulo di 100 Ah. La tensione di alimentazione è di 17 V, mentre la potenza di ingresso è pari a 65 W. La miscela usata nel sistema è acqua/ammoniaca, dove la prima è usata come assorbente e la seconda come refrigerante. Inizialmente viene effettuato un test a vuoto, poi i test a carico per raccogliere i dati sperimentali. Vengono raccolti sei tipologie di dati: la temperatura ambiente, la temperatura del generatore, quella del lato raffreddato, quella dell'acqua, la corrente della cella solare e l'irradiazione solare. Le prime tre temperature elencate sono quelle che potrebbero causare variazioni del COP. Infatti, il COP può essere scritto come:

$$COP = \frac{Q_L}{Q_g} = \left(1 - \frac{T_a}{T_g}\right) \left(\frac{T_r}{T_a - T_r}\right) \quad (2)$$

Dove Q_L è l'energia assorbita dall'evaporatore dallo spazio raffreddato, Q_g l'energia termica fornita al generatore, T_a la temperatura ambiente, T_g la temperatura del generatore e T_r la temperatura del lato raffreddato. Se T_g e T_r aumentano, si avrà un aumento del COP, invece, se aumenta la temperatura ambiente, il COP diminuirà.

La prestazione delle celle solare, invece, è influenzata dall'irraggiamento solare, dall'area totale del pannello e dall'efficienza di conversione da energia solare ad elettrica.

$$P = S \cdot A \cdot \eta_{PV} \quad (3)$$

Ciò che è scritto nella formula viene confermato dalla Figura 90: questa mostra la variazione dell'irraggiamento solare e la tensione d'uscita al variare del tempo. Gli andamenti delle due quantità sono paragonabili, infatti, all'aumentare dell'irraggiamento solare, aumenta l'energia solare prodotta. Il grafico è stato ottenuto dai test effettuati, per 200 min, con un carico di 500 ml di acqua a temperatura ambiente all'interno dell'ambiente da raffreddare. Lo studio si basa sull'alternanza dell'irraggiamento solare, misurato ogni 2 minuti, durante la guida in autostrada. Sotto il sole, la temperatura ambiente è di circa 30 °C, mentre quella del lato freddo di 24 °C. La Figura 91 mostra gli andamenti delle temperature al variare del tempo: la temperatura del lato freddo scende esponenzialmente fino a stabilizzarsi ad una temperatura di circa 5°C, la temperatura ambiente aumenta leggermente il suo valore durante il tempo di prova e, infine, la temperatura dell'acqua diminuisce, anche se molto più lentamente rispetto al lato freddo, arrivando a circa 8 °C in 200 min.

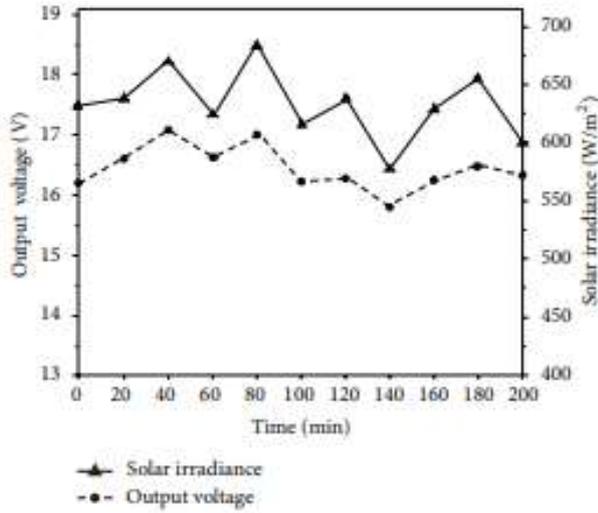


Figura 90: Variazione della tensione d'uscita e dell'irradianza quando i 500 ml di acqua del contenitore sono sotto la luce solare [37]

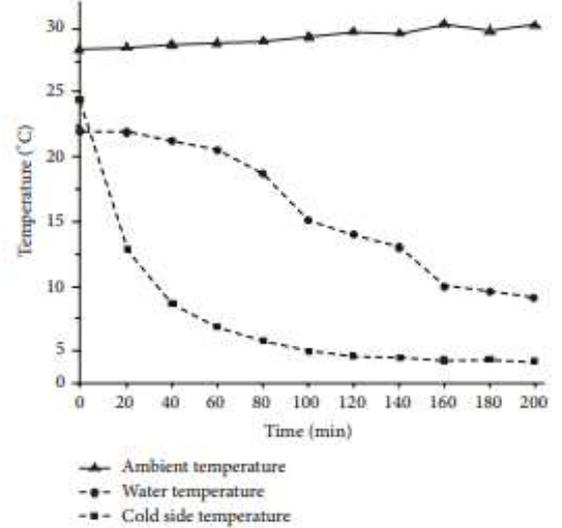


Figura 91: Variazione della temperatura di 500 ml di acqua in un contenitore posto sotto la luce solare [37]

Dall'ultima figura (Figura 92) si osserva l'andamento del COP e della capacità di refrigerazione durante i 200 min della prova: entrambi i parametri subiscono una rapida diminuzione iniziale (COP da 0.38 a 0.22, Q_c da 65 a 48 W), per poi raggiungere, a fine prova, i valori di 0.28 e 45 W, rispettivamente per il coefficiente di prestazione e la capacità di raffreddamento.

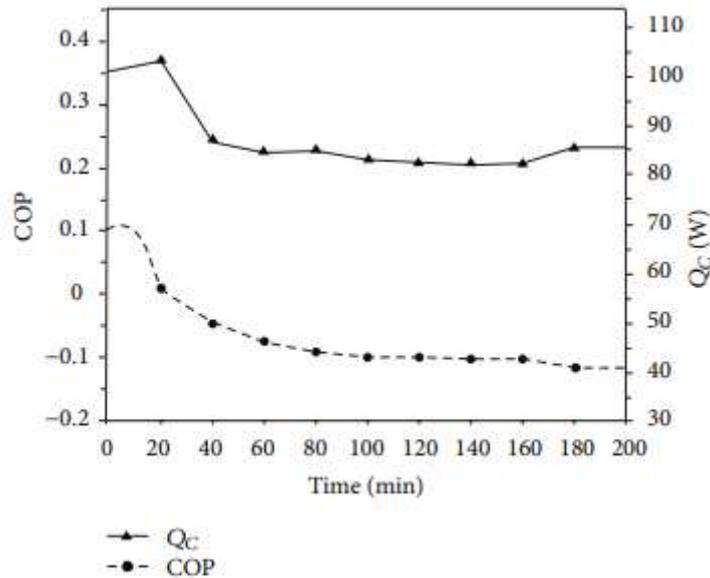


Figura 92: Variazione del COP e della capacità di raffreddamento nel tempo [37]

4.8.2. STUDIO ANALITICO DI UN SISTEMA AD ASSORBIMENTO DI VAPORE ALIMENTATO DA UN COLLETTORE SOLARE

Il generatore viene alimentato dal collettore solare, di conseguenza le prestazioni del sistema dipendono molto da questo e da come trasferisce l'energia: il trasferimento avviene sia per convezione che per conduzione, ma solo la seconda influisce sulle prestazioni dell'impianto. Basandosi su questa considerazione i ricercatori hanno pensato di studiare come variano i parametri del sistema al variare della configurazione del collettore [38]. In particolare, sono stati studiati i profili trapezoidali, rettangolari, triangolari e parabolici, sia convessi che concavi.

Nello schema, oltre i componenti principali del sistema ad assorbimento e il collettore, sono presenti due scambiatori di calore, uno scambiatore in soluzione tra il generatore e l'assorbitore e uno scambiatore di calore refrigerante tra condensatore ed evaporatore. Entrambi gli scambiatori aumentano il COP, il primo riducendo il carico termico al generatore, il secondo aumentando la capacità di refrigerazione. Le temperature di progetto dei componenti sono mantenute costanti (temperatura all'assorbitore 30 °C, al condensatore 32 °C, all'evaporatore 50 °C) tranne quella del generatore che dipende dall'energia che arriva dal collettore. Le prestazioni di quest'ultimo dipendono dall'efficienza del collettore, dall'efficienza istantanea e dal fattore di rimozione del calore. Questi tre fattori devono essere noti all'inizio dei calcoli che vengono effettuati per 1 TR.

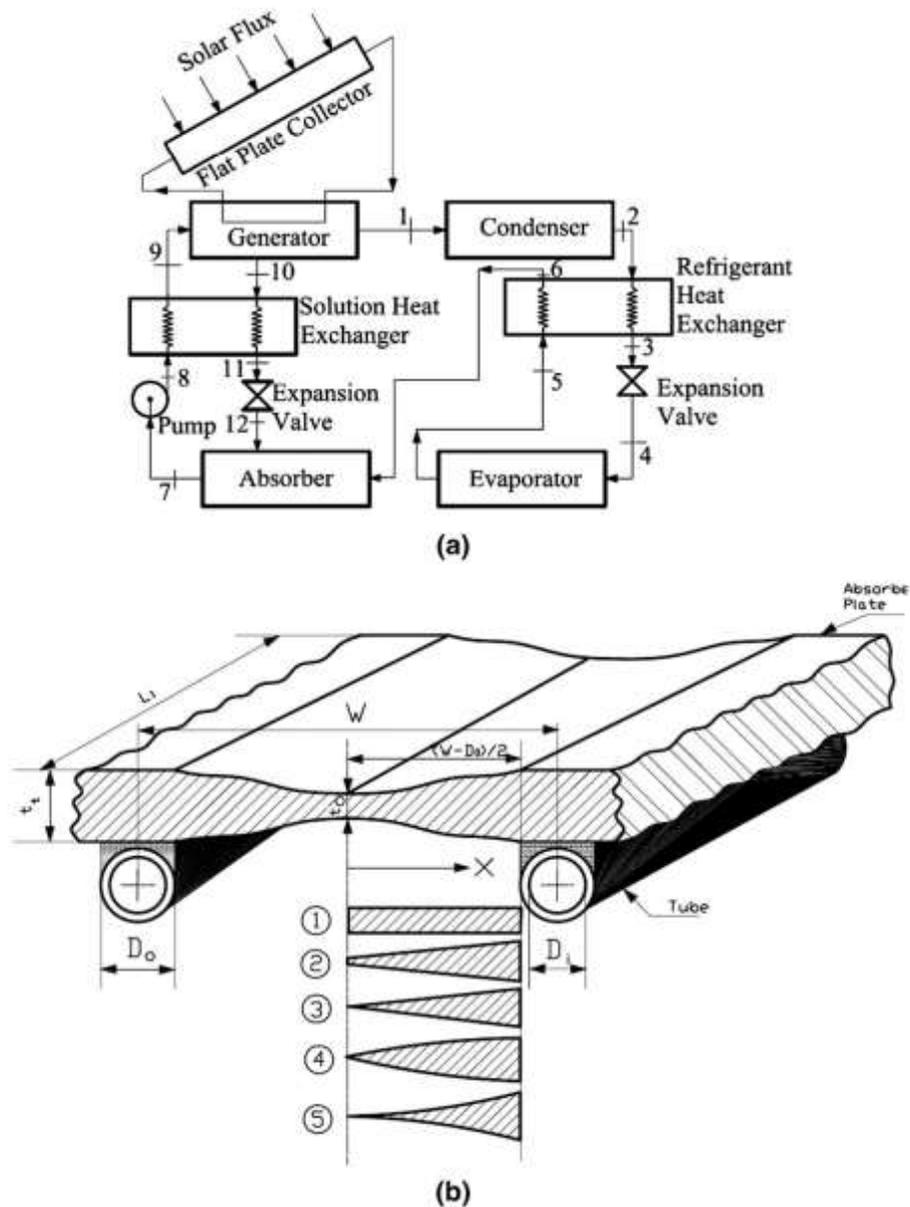


Figura 93: (a) Schematizzazione dell'impianto ad assorbimento, (b) schematizzazione di un collettore a piastre e dei diversi profili: (1) rettangolare, (2) trapezoidale, (3) triangolare, (4) parabolico convesso e (5) parabolico concavo. [38]

Per studi del genere è importante conoscere il luogo e le condizioni meteorologiche: i calcoli sono stati effettuati per la città di Calcutta, con temperatura ambiente di $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e con i dati riferiti al 10 giugno.

Nella Figura 94 vengono mostrati la variazione del COP e dell'efficienza frigorifera, sia del ciclo che del sistema, al variare della temperatura di ingresso dell'acqua al generatore. Analizzando inizialmente il ciclo si può osservare che, per tutti i profili considerati, se il COP aumenta, all'aumentare della temperatura dell'acqua, l'efficienza frigorifera, dopo aver raggiunto un picco, incomincia a decrescere gradualmente. La temperatura per cui l'efficienza raggiunge un massimo è importante per scopi di progettazione. L'andamento del COP varia se si considera l'intero sistema, infatti, dopo aver raggiunto un valore massimo per una data temperatura, inizia a diminuire. Il suo

andamento è paragonabile a quello dell'efficienza frigorifera. I valori del COP sono simili per tutti i profili, si ha solo una piccola differenza se si considera il profilo parabolico concavo.

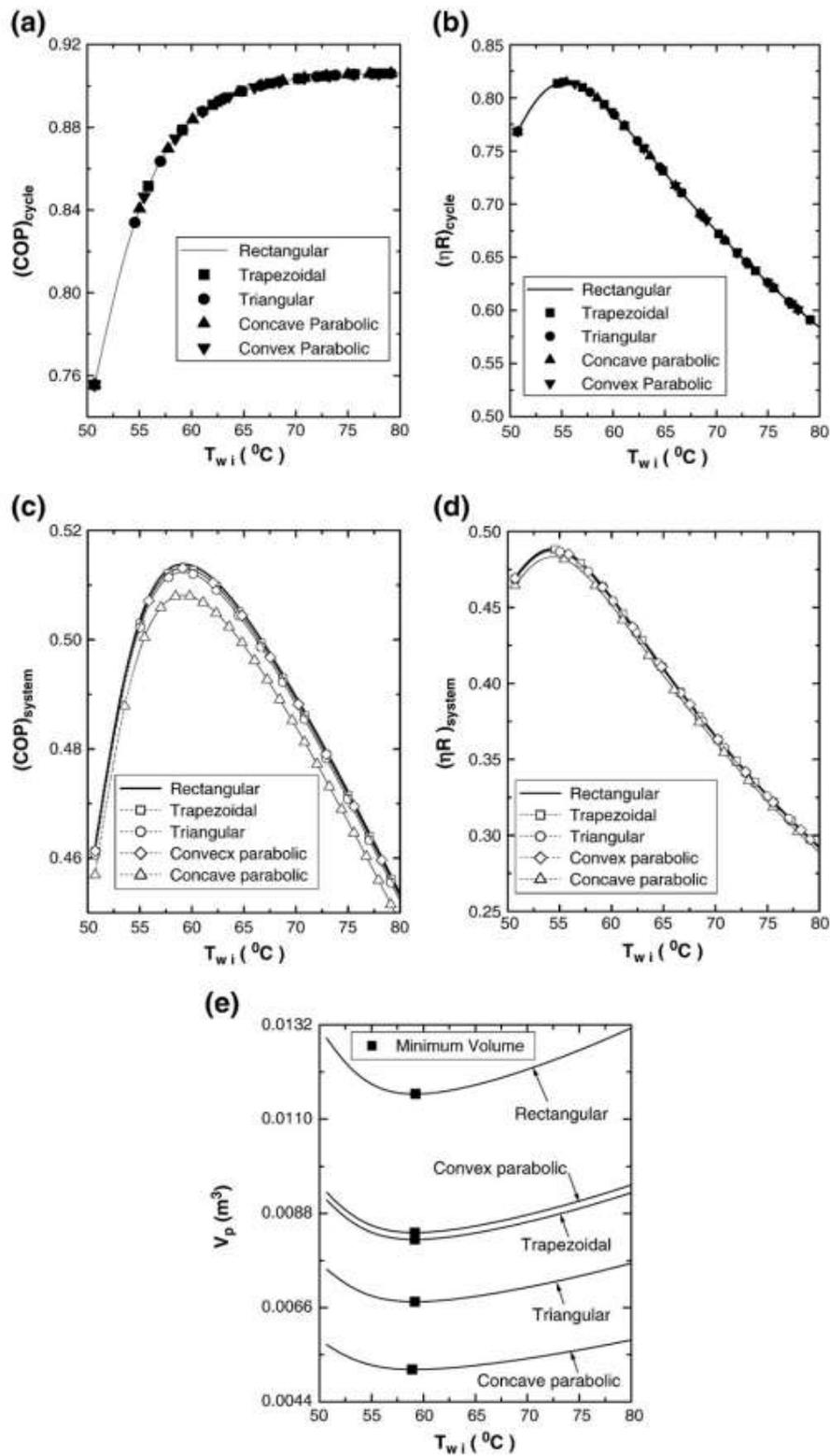


Figura 94:Variazione del COP (a) e (c), dell'efficienza frigorifera (b) e (d), sia per il ciclo che per il sistema, e del volume della piastra (e) al variare della temperatura dell'acqua in ingresso al generatore, per tutti i profili considerati [38]

Nella Figura 94e, invece, viene mostrata la variazione del volume al variare della temperatura: il volume maggiore si ottiene per la configurazione rettangolare e quello minore per il profilo parabolico concavo, anche se per tutti si può affermare che per una data temperatura si ha un volume minimo. Dallo studio si può concludere che le prestazioni del sistema dipendono maggiormente dalla temperatura del fluido termovettore uscente dal collettore rispetto al profilo che ha quest'ultimo.

4.9. ALIMENTAZIONE VARS ATTRAVERSO CELLE A COMBUSTIBILE A OSSIDO SOLIDO

Negli ultimi anni, alcuni studi si sono concentrati sull'accoppiamento dei sistemi VARS alle celle a combustibile a ossido solido (SOFC). Hanno pensato di impiegarle come APU sui camion per ridurre il carico del motore diesel principale e per la domanda crescente di elettricità su tali mezzi. Lo scopo dello studio [39] presentato in questo paragrafo è quello di utilizzare sia il calore che l'elettricità generata dalle SOFC in camion in cui è presente un sistema di refrigerazione azionato termicamente. Il calore fornito da questo sistema, a differenza di quello fornito dai gas di scarico che è intermittente, è continuo, di ottima qualità ed è una funzione diretta della densità di corrente. Il calore proveniente da questa unità serve ad azionare il sistema VAR. Il sistema integrato SOFC-VARS è stato pensato per essere inserito nello stesso spazio disponibile per il sistema a compressione di vapore.

L'architettura del sistema è mostrata in Figura 95. Il SOFC è accoppiato al sistema ad assorbimento attraverso un circuito ad olio diatermico perché potendo essere riscaldato ad una temperatura adeguata al generatore consente di ridurre le sue dimensioni. Lo scarico del catodo della pila SOFC ha un range di temperature comprese tra i 700 e gli 800 °C, questo viene accoppiato con l'olio diatermico che viene riscaldato fino a 200 °C (temperatura richiesta nel generatore) in dei tubi alettati internamente facenti parte di uno scambiatore di calore. Una volta trasferito il calore al generatore, il ciclo ad assorbimento ha un funzionamento analogo a quello presentato nelle sezioni precedenti.

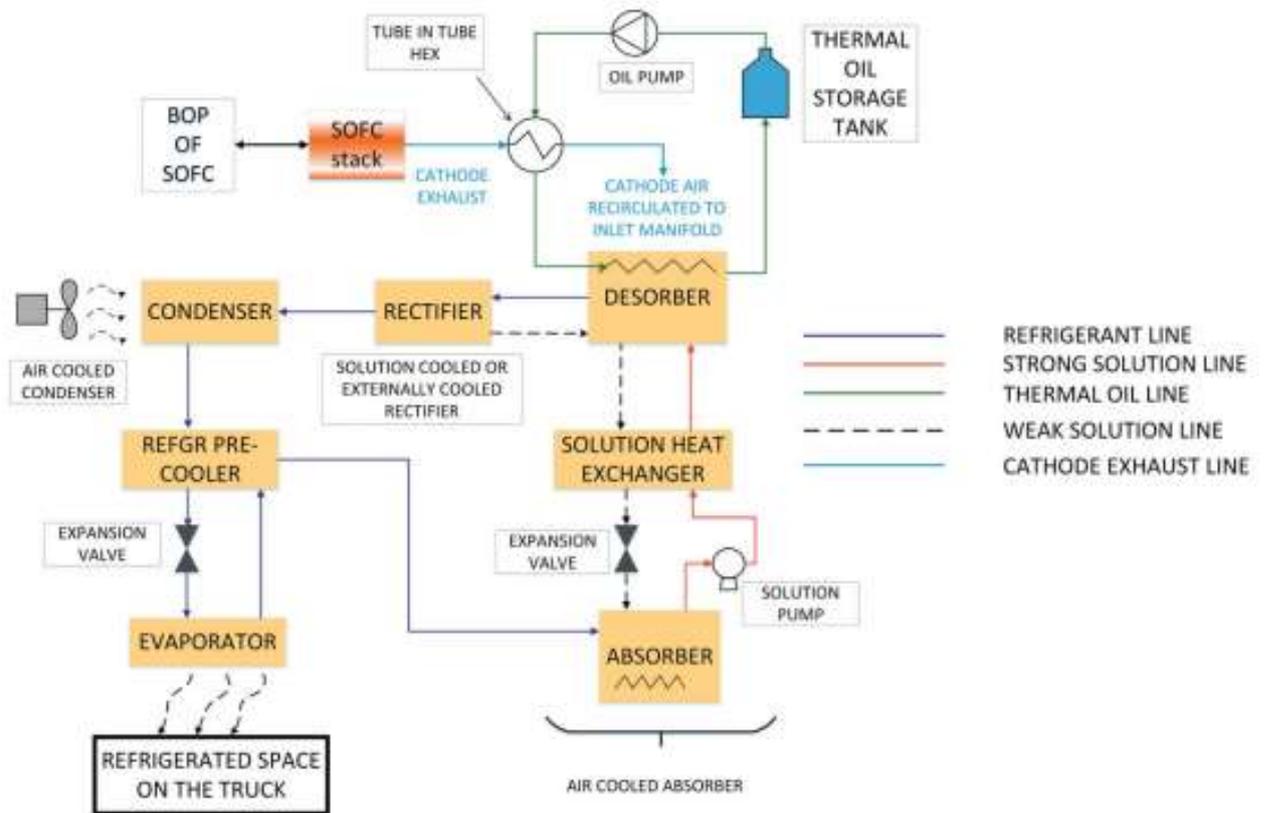


Figura 95: Schematizzazione dell'impianto integrato SOFC-VAR [39]

Per il calcolo del carico di raffreddamento necessario al camion refrigerato sono stati considerati tre dimensioni e diverse percentuali di carico merci inserite all'interno del vano. I risultati ottenuti sono inseriti nella Figura 96: più grande è il veicolo maggiore sarà il carico di refrigerazione che necessita, invece, più è grande il carico merci più si riduce il carico di refrigerazione perché il volume d'aria da refrigerare è ridotto.

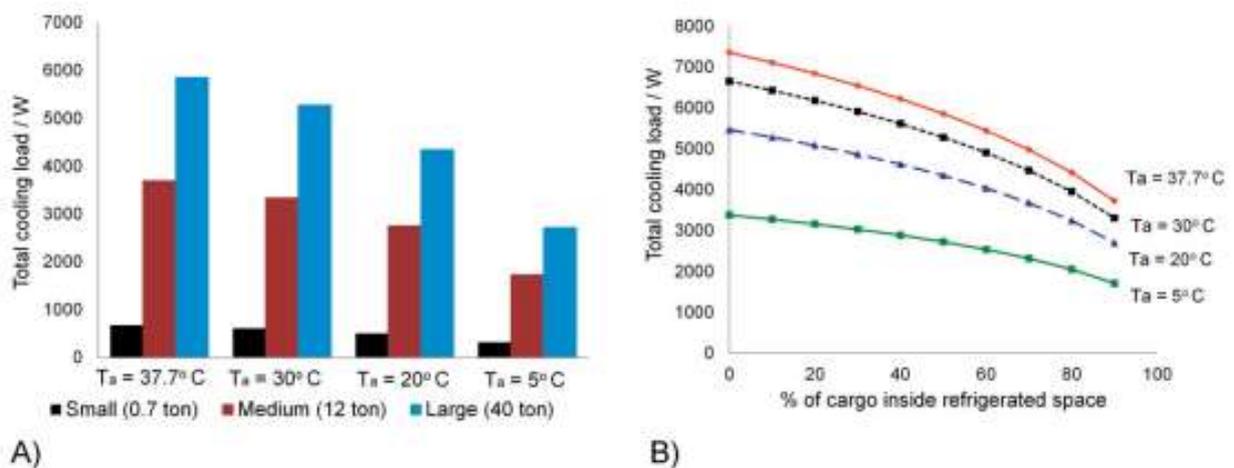


Figura 96: (A) Carico di refrigerazione per tre diverse tipologie di camion, (B) carico di refrigerazione al variare della percentuale di carico merci inserito nel vano del camion [39]

Considerando, anche, l'apporto solare si ottengono dei carichi di raffreddamento pari a 6 kW, 3.8 kW e 800 W rispettivamente per un grande camion da 40 ton, un camion di medie dimensioni da 12 ton e un camion di piccole dimensioni. Il COP termico ricavato è pari a 0.4239. Dagli autori sono state proposte e applicate ad un carico di 5 kW delle strategie per poter migliorare il COP: migliorare l'efficacia dello scambiatore di calore in soluzione, ottimizzare il raffreddamento dell'assorbitore così da diminuire la temperatura della soluzione forte in uscita da esso e aumentare la differenza di concentrazione tra la soluzione forte e quella debole.

Con questi miglioramenti i valori raggiunti dal COP variano tra 0.65 e 0.7. Inoltre, migliorando questo valore, l'apporto termico richiesto dal generatore diminuisce, quindi diminuisce l'energia che il SOFC deve trasferire al sistema ad assorbimento.

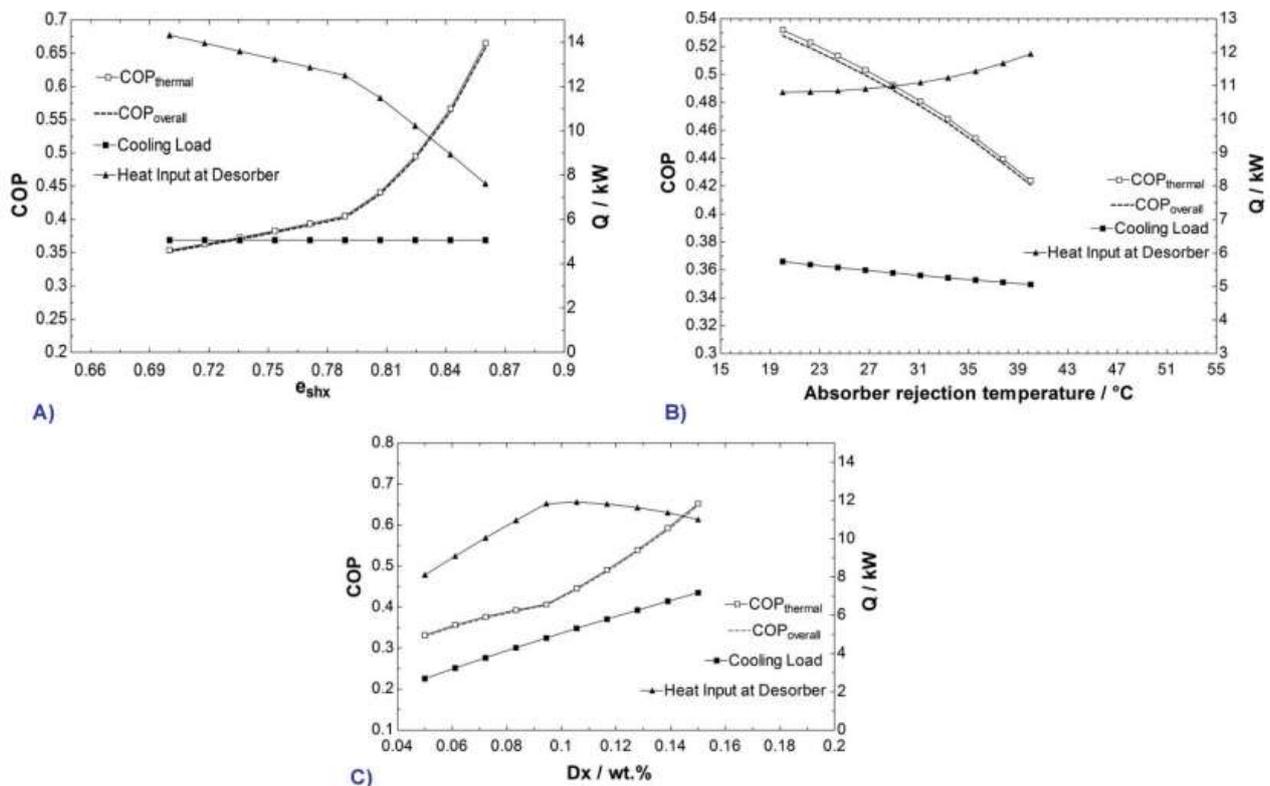


Figura 97: Variazione del COP (A) al variare dell'efficienza dello scambiatore di calore in soluzione, (B) al variare della temperatura dell'assorbitore e (C) al variare della differenza di concentrazione tra soluzione ricca e povera [39]

L'energia termica della cella varia al variare della temperatura in cui lavora. Sia la variazione della potenza termica che di quella elettrica, al variare della densità di corrente, viene mostrata in Figura 98. Le due potenze si incrociano a diversi valori di densità di corrente e questo valore è maggiore se la temperatura considerata è più alta. Il punto di intersezione indica il punto fino al quale l'efficienza elettrica è maggiore. Le celle lavorando a temperature più elevate aumentano la loro tensione riducendo l'energia termica prodotta al loro interno. Inoltre, se la tensione aumenta la pila verrà gestita ad un'elevata efficienza elettrica perché diminuisce la densità di corrente. Bisogna scegliere

in modo opportuno la densità di corrente e la tensione per bilanciare la potenza elettrica e l'energia termica prodotta dalla cella.

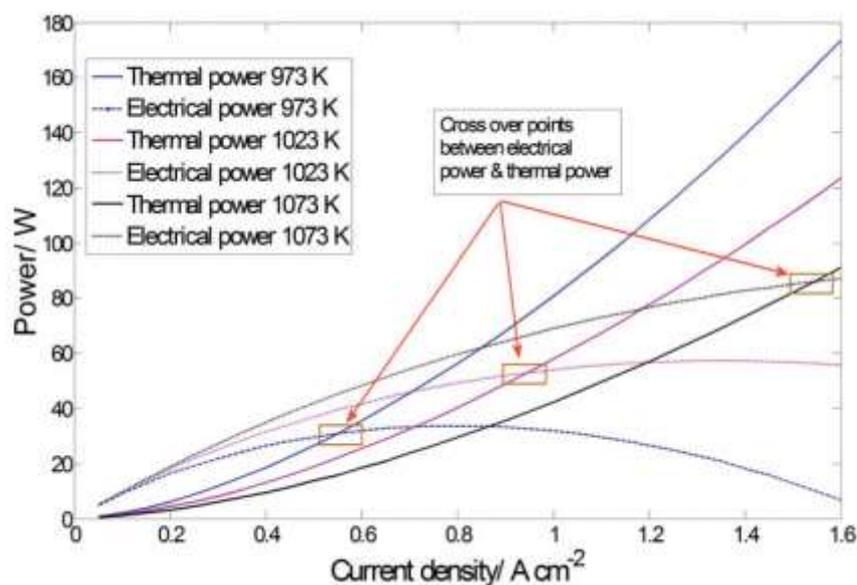


Figura 98: Energia termica ed elettrica prodotta da una singola cella SOFC [39]

L'energia termica prodotta dalla cella viene trasportata attraverso il flusso di scarico. La portata di questo flusso e la sua temperatura sono fondamentali per modellare lo scambiatore che collega la cella al sistema ad assorbimento e per determinare i parametri dell'olio diatermico che scorre all'interno di esso.

Inoltre, bisogna prestare attenzione all'energia elettrica prodotta e al suo utilizzo all'interno del veicolo. Se l'energia elettrica in eccesso non è molta e può essere usata per caricare le batterie del camion, allora si ritiene che il sistema possa essere un valido sostituto del sistema a compressione di vapore, se, invece, non può essere sfruttata al meglio conviene mantenere il VCR.

4.10. SISTEMI COMPATTI

Alcuni dei problemi da risolvere per installare l'impianto ad assorbimento in un veicolo sono sicuramente quelli relativi alla dimensione e al peso del sistema, nonché le vibrazioni del veicolo che recano instabilità. In letteratura solo pochi studi sono disponibili sui sistemi ad assorbimento di piccola capacità: uno degli studi più significativi è stato quello svolto da Boatto e il suo gruppo di ricerca [40] [41], diviso in due parti: nella prima viene studiata la potenza che i gas di scarico riescono a fornire al generatore, nella seconda viene studiato un sistema compatto per applicazioni veicolari. Nella prima parte dell'elaborato sono state effettuate delle prove su un motore ad accensione comandata [40]. Dai risultati si è capito che esiste un valore di soglia al di sotto del quale l'energia termica dei gas non è sufficiente e il sistema, per funzionare, dovrebbe essere assistito da componenti ausiliari, come ad esempio dei bruciatori. Al di sopra del valore, invece, l'energia non solo è

sufficiente ma potrebbe anche essere in eccesso. In questo caso, è stato consigliato dagli autori di accumularla, così da avere una riserva se il veicolo si trovasse nel primo caso.

Nella seconda parte [41], viene realizzato un prototipo dell'impianto da installare in un'automobile: viene usata la miscela bromuro di litio-acqua perché, anche se presenta problemi di congelamento, è adatto per il raffreddamento dell'abitacolo e l'impianto è dimensionato per fornire 2 kW. L'auto, in cui è posizionato il prototipo per i test, viene lasciata in un ambiente in cui la temperatura è pari a 43 °C così da far arrivare la parte anteriore dell'auto ad almeno 60 °C. Successivamente, attraverso l'impianto, si cerca di far scendere la temperatura fino a 25 °C in 10 min.

Essendo un impianto con soluzione bromuro di litio-acqua, i componenti principali sono accompagnati da due serbatoi che servono rispettivamente a raccogliere l'acqua di condensa (WS) e a conservare il sale (SS). Mentre il primo serve ad accumulare energia termica sottoforma di acqua liquida, che servirà se, in alcuni istanti di tempo, il calore non è sufficiente ad attivare il sistema, il secondo serbatoio serve a far diminuire il peso complessivo del sistema e a ridurre le dimensioni dei componenti.

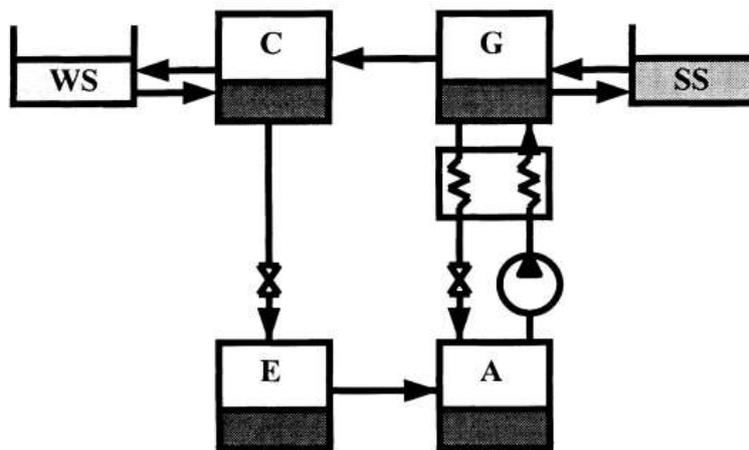


Figura 99: Schematizzazione dell'impianto [41]

Dallo studio effettuato dagli stessi autori si è posto come valore soglia, per una potenza di raffreddamento nominale di 2 kW, 6 kW; se la potenza del motore supera questo valore è possibile accumulare la potenza di raffreddamento in eccesso. Tra aria e acqua, come fluido secondario, si è deciso di usare l'aria perché, anche se entrambi presentano dei vantaggi e degli svantaggi, il fatto che con l'acqua il circuito e il controllo della temperatura sono più complicati ha influito maggiormente. Tra il generatore e il motore è presente un catalizzatore che impone dei limiti sulla temperatura dei gas di scarico, infatti questa non può essere inferiore a 250-300 °C. Per il generatore sono stati studiati sia i limiti funzionali che quelli geometrici, questi hanno portato a scegliere una configurazione 'once-through'.

Un altro fattore importante da considerare è il coefficiente di scambio termico per un flusso che non è costante: il valore del coefficiente di scambio reale differisce anche di un ordine di grandezza rispetto a quello calcolato in condizioni stazionarie a livello modellistico. Questo errore potrebbe essere corretto andandolo a moltiplicare per un fattore 2-3.5. Inoltre, se la superficie di trasferimento risultasse insufficiente sarebbe opportuno inserire all'interno dei tubi dei turbolatori.

Lo schema impiantistico è presentato in Figura 100 insieme a quello dell'assorbitore e del condensatore (Figura 101 e Figura 102). Oltre i due serbatoi, un elemento molto importante è il circuito di ricircolo dell'assorbitore: il vapore proveniente dall'evaporatore e la soluzione ricca entrano dall'alto e passano in tubi verticali alettati esternamente, con scanalature a spirale internamente e raffreddati ad aria. L'assorbimento viene aumentato grazie all'introduzione di additivi antischiuma. La soluzione, che esce dal componente dal basso, arriva in un serbatoio che presenta una valvola di ritegno. Il rigeneratore, per problemi di spazio, è uno scambiatore a piastre e potrebbe anche essere escluso senza che si abbiano problemi a livello di prestazioni. Il condensatore e l'evaporatore sono scambiatori standard.

Dai risultati dei test, effettuati in laboratori si è giunti alla conclusione che al di sopra dei 3700 RPM, la potenza fornita è sufficiente ad alimentare l'impianto e, se la potenza del motore risulta inferiore a 10 kW e non è previsto accumulo, è necessario introdurre un bruciatore ausiliario.

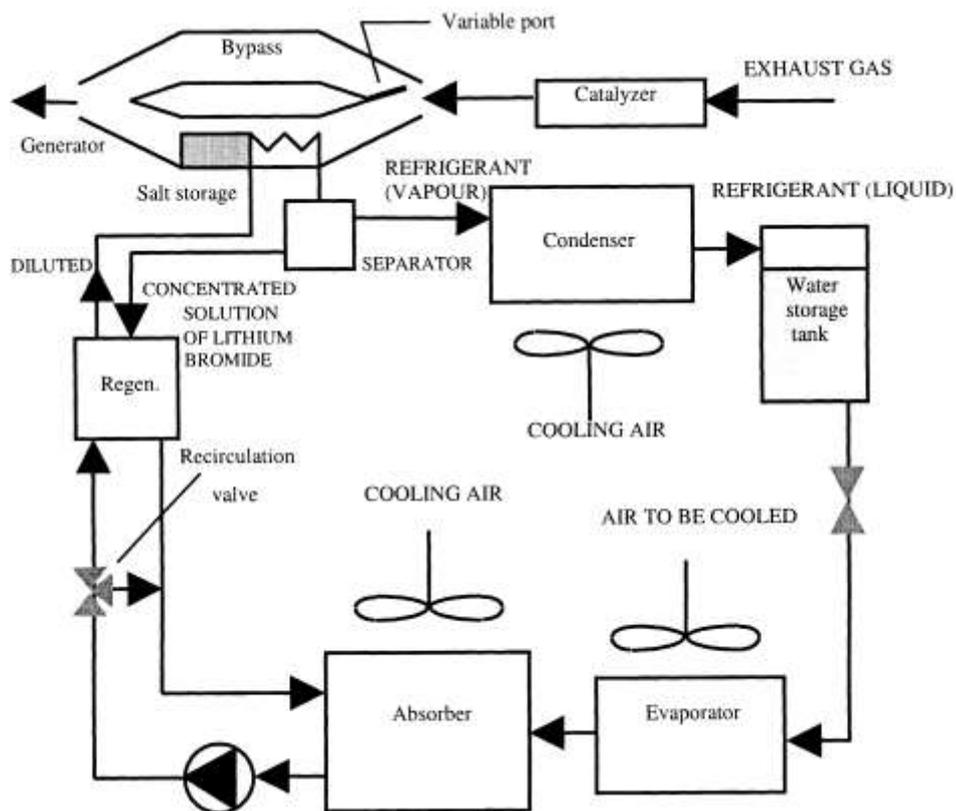


Figura 100: Schematizzazione dell'impianto con recupero diretto di calore [41]

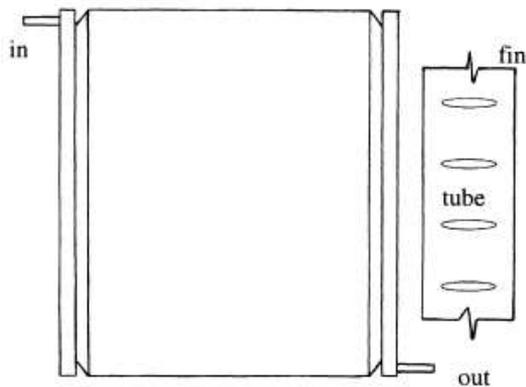


Figura 101: Configurazione del condensatore [41]

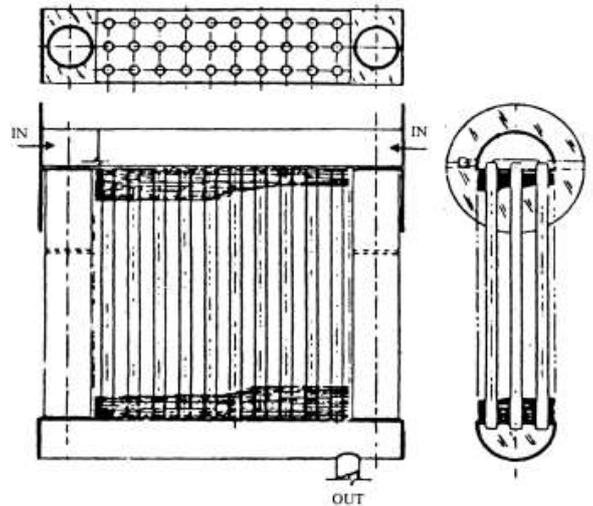


Figura 102: Configurazione dell'assorbitore [41]

4.10.1. SCAMBIATORE DI CALORE A MICROCANALI

A differenza del caso precedente, dove si usava una miscela bromuro di litio-acqua, la tipologia di scambiatore proposto da Garimella [42] è inserito in un ciclo che usa la miscela ammoniac-acqua. Con questa si evitano i problemi di cristallizzazione ma, per la purificazione di ammoniaca (vedi paragrafo 4.11.2.), si potrebbero dover aggiungere ulteriori componenti, aumentando la dimensione complessiva del sistema e il suo peso. Il prototipo proposto ha lo scopo di validare gli scambiatori di calore a microcanali per pompe di calore inseriti in impianti ad assorbimento di piccola capacità. Sono scambiatori altamente compatti con caratteristiche di microscala integrate che consentono il passaggio della soluzione. Le geometrie usate sono adatte a miscele poco viscosse (acqua-ammoniaca) a causa dei piccoli diametri presenti [43].

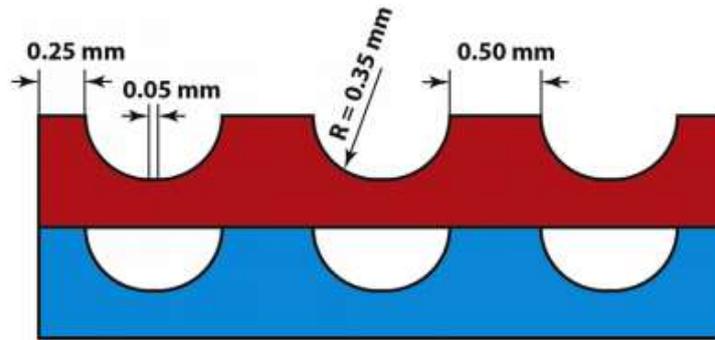


Figura 104: sezione di uno scambiatore a microcanali [42]

Lo stesso Garimella nel 2011 [43] aveva proposto di vedere lo scambiatore come rete di resistenze termiche delle lamiere con le pareti dei canali viste come alette. L'area della sezione trasversale viene calcolata a seconda dei canali paralleli presenti. Inoltre, per la progettazione era necessario conoscere la caduta di pressione e la velocità di trasferimento di massa e di calore: la caduta di pressione, per tutti i componenti, è stata limitata a 25 kPa, mentre la velocità di trasferimento deve essere elevata. Per ottenere una distribuzione omogenea all'interno dello scambiatore, i componenti sono stati progettati in modo da essere lunghi e stretti. Ovviamente, la lunghezza del componente non può essere eccessiva sia per il problema dello spazio che per la caduta di pressione che è direttamente proporzionale ad essa. Per il generatore, l'analizzatore e il raddrizzatore vengono usate configurazioni del flusso in controcorrente, questi modelli, però, permettono l'uso di geometria in microscala solo sul lato in cui scorre il fluido d'accoppiamento e non su quello del fluido lavoro.

Dalla Figura 105 è possibile vedere la disposizione in blocchi dei componenti. La configurazione pone ulteriori problemi che riguardano la dimensione del blocco e il modello di impilamento dei fogli che è diverso componente per componente. Il materiale con cui sono stati fabbricati i fogli è acciaio inox.

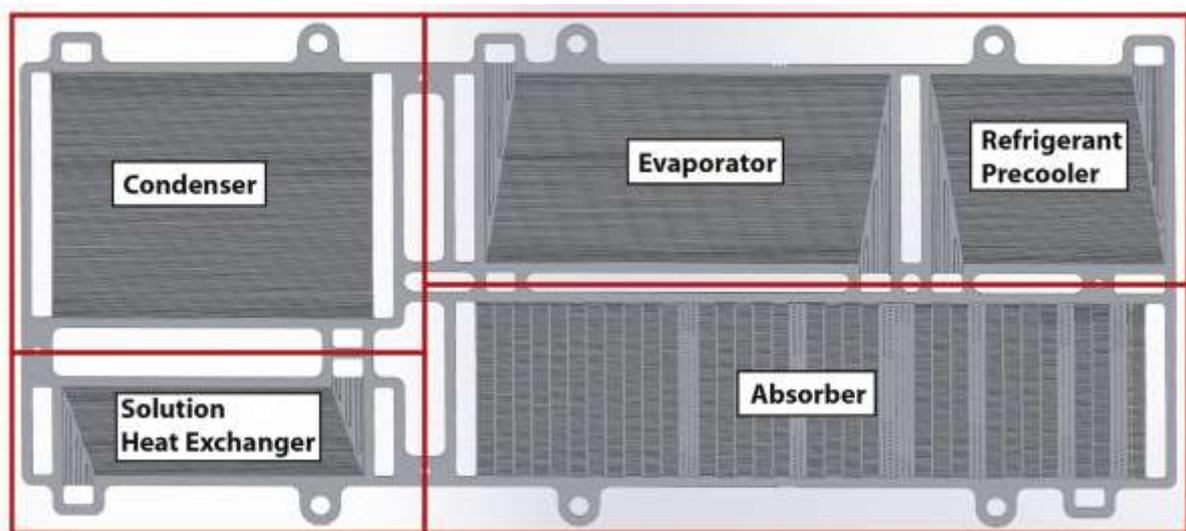


Figura 105: Disposizione a blocchi dei componenti dell'impianto [42]

Le dimensioni complessive dell'unità imballata sono 0.66 x 0.66 x 0.66 m ed è mostrata in Figura 106.



Figura 106: Sistema completo [42]

Durante i test in laboratorio, si sono verificati dei problemi nell'assorbitore a microcanali che, di conseguenza, è stato isolato. In sostituzione a questo sono stati inseriti in serie due assorbitori a film cadente cercando, comunque, di minimizzare lo spazio.

I dati raccolti dai test sono mostrati in un grafico (Figura 107) che descrive gli andamenti della capacità di raffreddamento e delle prestazioni del sistema: la prima raggiunge valori pari a 6.9 kW, mentre la seconda presenta un andamento pressoché costante al valore di 0.43.

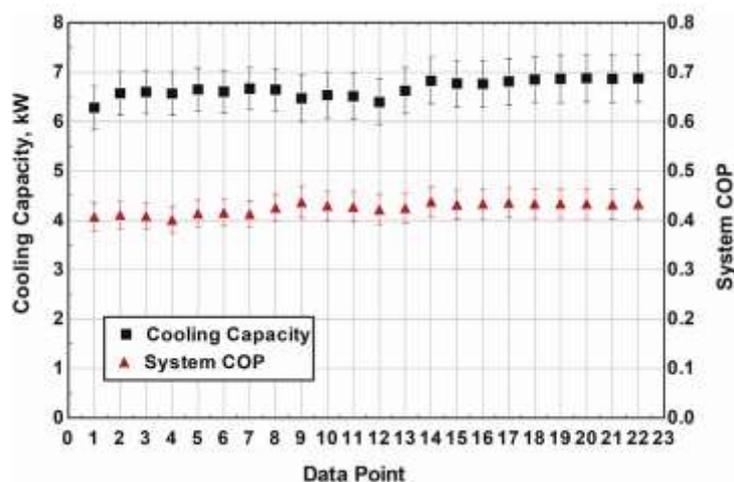


Figura 107: Andamento della capacità di raffreddamento e del COP del sistema [42]

I risultati ottenuti presentano delle differenze con quelli previsti da modello. Gli autori hanno giustificato la discrepanza dicendo che l'evaporatore e il generatore non era ben ottimizzati.

4.10.2. RIDUZIONE DELLE DIMENSIONI DI UN IMPIANTO AD ADSORBIMENTO

Nel seguente paragrafo viene presentato il progetto di un impianto ad adsorbimento realizzato per 3.5 kW di raffreddamento. In particolare, si è cercato di ridurre la dimensione dell'impianto [44]. Il

sistema ad adsorbimento usato usa la coppia acqua-zeolite: due serie di moduli funzionano in modo alternato sia nella fase di adsorbimento che in quella di desorbimento per fornire il servizio in maniera continua. Lo scambio di calore tra la cabina del veicolo, l'ambiente e i moduli è effettuato attraverso un circuito secondario in cui è presente un fluido antigelo.

I risultati della modellazione sono riportati nella Tabella 4, per ottenerli si è ipotizzato che i moduli lavorassero indipendentemente l'un l'altro, quindi la modellazione si è concentrata solo su uno dei moduli.

Parameter	Symbol	Value
Heat conductance of the adsorber	UA_{sorb}	19.4 W/°C
Heat conductance of the heat-pipe type HX	UA_{HX}	200.0 W/°C
Specific heat of the adsorbent (zeolite)	$C_{p,zeo}$	920 J/kg·°C
Specific heat of the refrigerant (water)	$C_{p,w}$	4210 J/kg·°C
Mass of the adsorbent (zeolite) in one module	m_{zeo}	1.0 kg
Vapor volume in one module	V_{vw}	0.1 m ³
Friction resistance between the adsorber and the HX	f	0.003 kg/ kPa·s
Start-up cooling power	\dot{Q}_{start}	7.5kW
Steady-state cooling power	\dot{Q}_{steady}	3.5kW
Temperature preferred in the cab (COLD space around cab core)	T_{cab}	23 °C
Exhaust gas temperature for desorption	$T_{exhaust}$	250 °C
Ambient air temperature (WARM environment around radiator)	T_{air}	38 °C
Temperature of antifreeze flow (evaporator or condenser)	$T_{antifreeze,evap}$	7 °C
	$T_{antifreeze,con}$	38 °C
Overall effective rate coefficient of zeolite in LDF model*	k_{LDF}	0.0022 s ⁻¹
Cycle period	Δt	30 minutes

Tabella 4: Condizioni e risultati della modellazione dell'impianto [44]

Viene osservato come influisce il tempo sul numero dei moduli: dalla Tabella 5 si osserva che il numero minore di moduli, determinato dalla velocità di raffreddamento ($Q_{cooling}$), si ha per un ciclo di 30 min, ciò vuol dire che ogni set del sistema deve avere 12 moduli che cambiano funzione ogni 15 minuti. Nella Tabella 6 viene elencata la velocità di raffreddamento totale su un funzionamento di 120 minuti considerando tre intervalli differenti, da questa si vede come il numero dei moduli diminuisca all'aumentare della potenza di raffreddamento.

Cycle Period, Δt (minute)	No. of Module (steady, 3.5kW)	$Q_{cooling}$ Per cycle (kJ)	$Q_{cooling}$ 120min (kJ)
30	12	508	2032
60	17	740	1480
120	31	808	808

Tabella 6: Velocità di trasferimento di calore per un determinato periodo [44]

Cycle Period, Δt (minute)	$Q_{cooling}$ (kJ)	$Q_{desorption}$ (kJ)	COP	No. of Module (steady, 3.5kW)	$\dot{Q}_{evap,max}$ (W)	$\dot{Q}_{max,set}$ (kW)
20	289	1261	0.230	14	349	5.1
30	508	1166	0.436	12	457	5.7
40	614	1371	0.448	13	493	6.7
60	740	1520	0.487	17	522	8.9
100	803	1630	0.492	26	536	14.0
120	808	1623	0.498	31	535	16.7

Tabella 5: Numero di moduli per diversi periodi temporali [44]

La variazione dei moduli a seconda del trasferimento di massa e di calore è mostrato nelle Tabelle 7, 8 e 9: il trasferimento di calore è identificato dal prodotto tra l'area dell'adsorbente e il coefficiente di trasmissione, mentre il trasferimento di massa è dato dal coefficiente di velocità effettiva (k_{LDF}). Il primo può essere migliorato aggiungendo alla superficie delle alette, il secondo varia a seconda delle condizioni del sistema. Il trasferimento di massa è influenzato da due tipologie di resistenze causate dalla costituzione di molti adsorbenti commerciali formati da cristalli microporosi realizzati in un pellet macroporoso. Inoltre, il trasferimento di massa influenza maggiormente il numero di moduli usati rispetto a quello di calore. Se, invece, vengono raddoppiati entrambi si ha un'ulteriore riduzione.

Adsorber design	k_{LDF} (s^{-1})	$Q_{cooling}$ (kJ)	No. of Module (steady, 3.5kW)	$Q_{evap,max}$ (W)	$Q_{max,set}$ (kW)
Basic	0.0022	508	12	457	5.7
Advanced	0.0044	670	9	705	6.7

Tabella 7: Numero dei moduli per un aumento del trasferimento di massa

Adsorber design	UA_{orb} ($W^{\circ}C$)	$Q_{cooling}$ (kJ)	No. of Module (steady, 3.5kW)	$Q_{evap,max}$ (W)	$Q_{max,set}$ (kW)
Basic	19.4	508	12	457	5.7
Advanced	38.8	543	11	551	6.4

Tabella 8: Numero dei moduli per un aumento del trasferimento di calore

Adsorber design	$Q_{cooling}$ (kJ)	No. of Module (steady, 3.5kW)	$Q_{evap,max}$ (W)	$Q_{max,set}$ (kW)
Basic	508	12	457	5.7
Advanced	739	8	951	9.1

Tabella 9: Numero di moduli per aumentare il trasferimento di calore e di massa

Nello stesso studio si è analizzato l'avvio del sistema perché per questa fase si richiede una capacità di raffreddamento maggiore. La potenza di raffreddamento massima che un set di moduli può fornire all'inizio del ciclo è mostrata in tabella dal valore $Q_{max,set}$ che è dato dal prodotto tra il numero di moduli e $Q_{evap,max}$. Dai valori ricavati si nota che è maggiore dei 3.5 kW che servono per un funzionamento stabile. Per migliorare le condizioni all'avviamento i ricercatori hanno proposto di riscaldare in anticipo i dispositivi, così che questi siano già pronti se venisse richiesto il raffreddamento della cabina.

4.11. STUDI SUL GENERATORE E SULLA COLONNA DI DISTILLAZIONE

4.11.1. CONFIGURAZIONE DELLA COLONNA DI DISTILLAZIONE

Come detto nella sezione dedicata al generatore, il contenuto di acqua nel vapore ammoniacale porta a degli effetti negativi sulle prestazioni generali del sistema ad assorbimento. Questo viene ridotto attraverso una colonna di distillazione posta prima del condensatore. Il processo che avviene in colonna usa una parte del calore del generatore che, di conseguenza, non viene usato per generare raffreddamento e consiste in una condensazione che può essere parziale o completa [45].

Nella parte inferiore della colonna entra il vapore prodotto dal generatore che sale verso la parte alta. In controcorrente al vapore, si ha del liquido che dall'alto va verso il basso della colonna. Il liquido può essere il vapore condensato, attraverso una condensazione parziale, o è una parte del liquido condensato al condensatore (condensazione completa) o, ancora, la soluzione forte dell'assorbitore. A seconda di dove avviene il contatto tra vapore e liquido si possono distinguere la zona di rettifica (parte superiore della colonna) e la zona di stripping (parte inferiore). Se è presente solo la zona di rettifica vuol dire che il liquido è costituito dal condensato, chiamato anche il riflusso, se è presente solo la zona di stripping il liquido è la soluzione forte, se sono presenti entrambe il liquido è una miscela tra le due. Nello schema (Figura 108) sono rappresentati entrambe le configurazioni: se si considera la condensazione completa allora si segue la linea tratteggiata, se invece è parziale la colonna è integrata da un primo raddrizzatore in cui passa la soluzione forte e da un secondo raddrizzatore raffreddato ad acqua

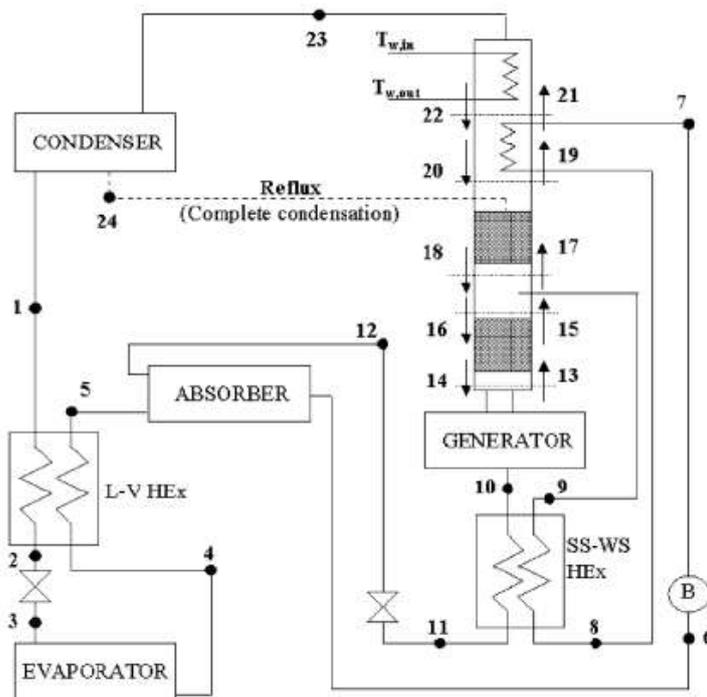


Figura 108: Schematizzazione dell'impianto e della colonna di distillazione con condensazione parziale o totale [45]

Attraverso un modello matematico, che qui non è presentato, sono stati ricavati tutti i capisaldi del ciclo. Per determinare le condizioni del liquido e del vapore all'interno della colonna è stato introdotto il rapporto di purificazione dell'ammoniaca che è dato dal rapporto tra l'arricchimento del vapore ammoniacale e la differenza di concentrazione di ammoniaca tra il vapore che esce dalla colonna e quello che esce dal generatore.

Dai risultati ottenuti per la configurazione a condensazione parziale si può affermare che, se è possibile, è bene evitare l'uso del secondo raddrizzatore perché porta ad una riduzione del COP del

sistema. Inoltre, si potrebbe evitare, in alcune applicazioni, l'uso della sezione di rettifica: il reflusso proveniente dai raddrizzatori è piccolo, di conseguenza le prestazioni della sezione sono ridotte. La configurazione a condensazione totale, grazie all'assenza dei due raddrizzatori, permette la realizzazione di una colonna più semplice, ma, dai risultati è possibile vedere che le prestazioni del sistema sono ridotte rispetto alla configurazione condensazione parziale.

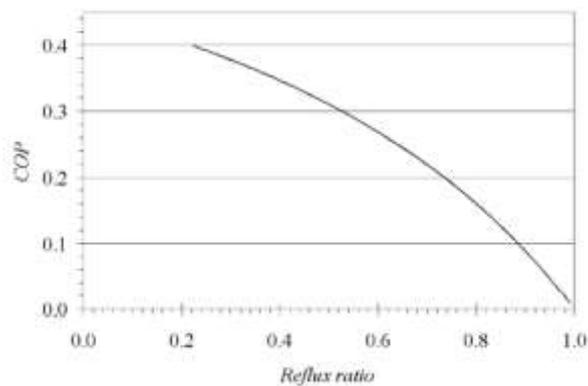


Figura 110: Variazione del COP in funzione del rapporto di reflusso per la configurazione con condensazione totale [45]

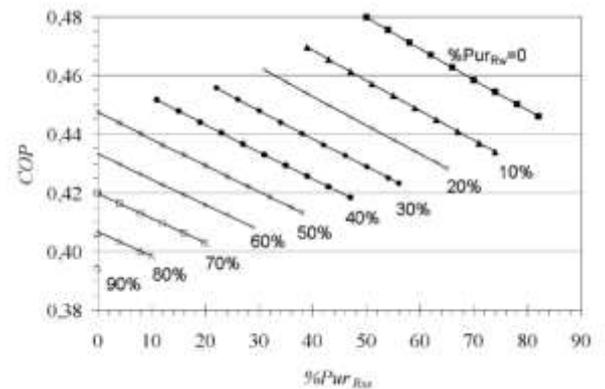


Figura 109: Variazione del COP in funzione del rapporto di purificazione per la configurazione in cui si ha condensazione parziale [45]

Dalla Figura 110 si vede che aumentando il rapporto di reflusso si ha una diminuzione del COP perché al condensatore arriva più vapore e viene restituito al generatore più liquido facendo aumentare il carico termico di generazione. A causa del fatto che, nel condensatore, i vapori non vengono depurati e viene rifiutato calore per il raffreddamento del liquido della colonna, i valori del COP sono inferiori a quelli del sistema a condensazione parziale, visibili in Figura 109. Per i calcoli effettuati si usò un rapporto di purificazione dei raddrizzatori che variava dallo 0 al 90%, mentre, per quello di rettifica un valore costante pari al 10%. Dal grafico è possibile affermare che non è sempre possibile arrivare alla concentrazione di ammoniaca desiderata, inoltre se si pone costante la percentuale del rapporto di purificazione nel raddrizzatore raffreddato ad acqua, all'aumentare del rapporto di purificazione nella sezione di stripping si riducono le prestazioni del sistema e viceversa. Se non viene considerata la sezione di rettifica il range di soluzioni aumenta ma il COP rimane invariato perché la sezione di rettifica viene sostituita da una di stripping più grande.

4.11.2. PURIFICAZIONE DELL'AMMONIACA

Lo studio sperimentale [46] descritto in questa parte quantifica gli effetti negativi causati dalla presenza di acqua nel refrigerante, usando un sistema monostadio in cui è presente una colonna di distillazione a condensazione completa. L'impianto è mostrato in Figura 111.

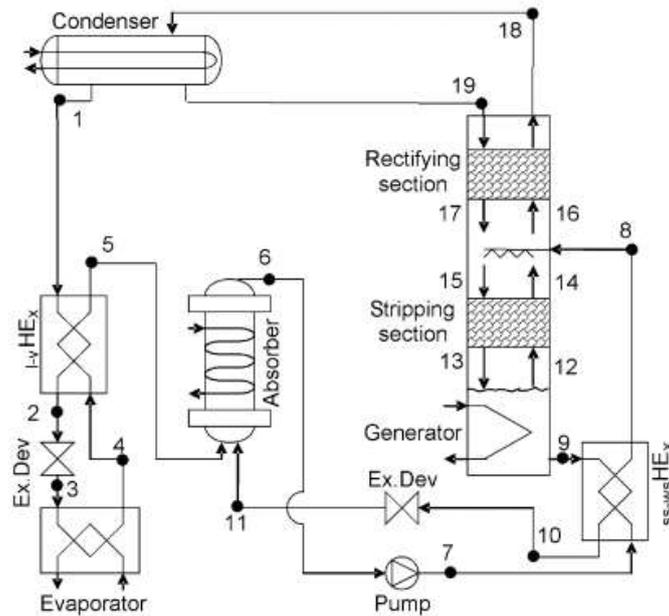


Figura 111: Schematizzazione dell'impianto [46]

La colonna di distillazione viene analizzata considerando la sezione di rettifica adiabatica nella parte superiore e la sezione di stripping nella parte inferiore del punto di alimentazione. Nella modellazione vengono fatte delle ipotesi semplificative e le irreversibilità dei componenti sono inglobate nelle loro efficienze, definite tramite le efficienze Murphree. Queste dipendono dal rapporto di riflusso del liquido: se si ottengono valori bassi vuol dire che anche la portata massica del liquido l_0 è e l'efficienza deve essere definita basandosi su concentrazioni in fase liquida, viceversa, se il rapporto ha valori elevati, la fase caratterizzante sarà quella vapore.

Per la validazione del modello si sono messi a confronto tre prototipi differenti: il primo era alimentato dall'energia solare e il generatore era privo della colonna di distillazione, il secondo era un prototipo testato in laboratorio dallo stesso gruppo di ricerca e presentava una colonna di distillazione solo con la sezione di rettifica, infine è stato analizzato un impianto industriale che aveva una colonna sia con la sezione di rettifica che di stripping. Confrontando l'errore relativo rispetto al COP sperimentale per i tre prototipi si ottengono, rispettivamente, dei valori pari al 1.5%, 12% e 1%. Si analizzano gli effetti delle efficienze delle due sezioni: al variare dell'efficienza della sezione di stripping e di rettifica, più le efficienze sono elevate più la concentrazione di ammoniaca aumenta. In particolare, se è presente solo la sezione di stripping si va da una concentrazione di 0.76 ad una di 0.96 kg di ammoniaca; se sono presenti entrambe si può raggiungere anche una concentrazione di ammoniaca dello 0.99. Nel caso in esame, si ha un rapporto di riflusso basso, pari a 0.1, questo ha due conseguenze molto importanti: la prima, che non è possibile ottenere vapore ammoniacale puro, la seconda, che l'arricchimento maggiore si potrebbe avere nella sezione di stripping e non in quella di rettifica. Dalla Figura 112 si può notare come aumentando la concentrazione di ammoniaca

diminuisca la qualità del liquido all'uscita dell'evaporatore e aumenti la capacità di raffreddamento. Inoltre, la presenza di acqua potrebbe far diminuire le due pressioni caratteristiche del sistema, quindi la pressione al condensatore e al generatore e quella dell'assorbitore e dell'evaporatore, diminuendo di conseguenza le concentrazioni della soluzione forte e debole. Dalla notevole variazione del COP (Figura 113), da 0.18 a 0.50, si può nuovamente affermare che la purificazione dell'ammoniaca è necessaria per ottenere buone prestazioni.

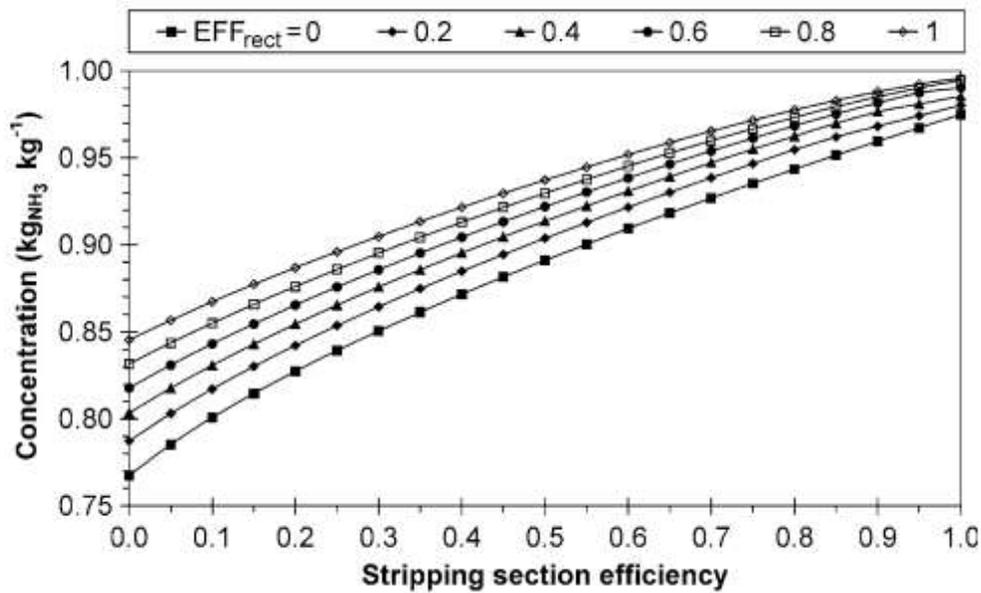


Figura 112: Concentrazione dell'ammoniaca in funzione dell'efficienza della sezione di stripping per diversi valori dell'efficienza della sezione di rettifica [46]

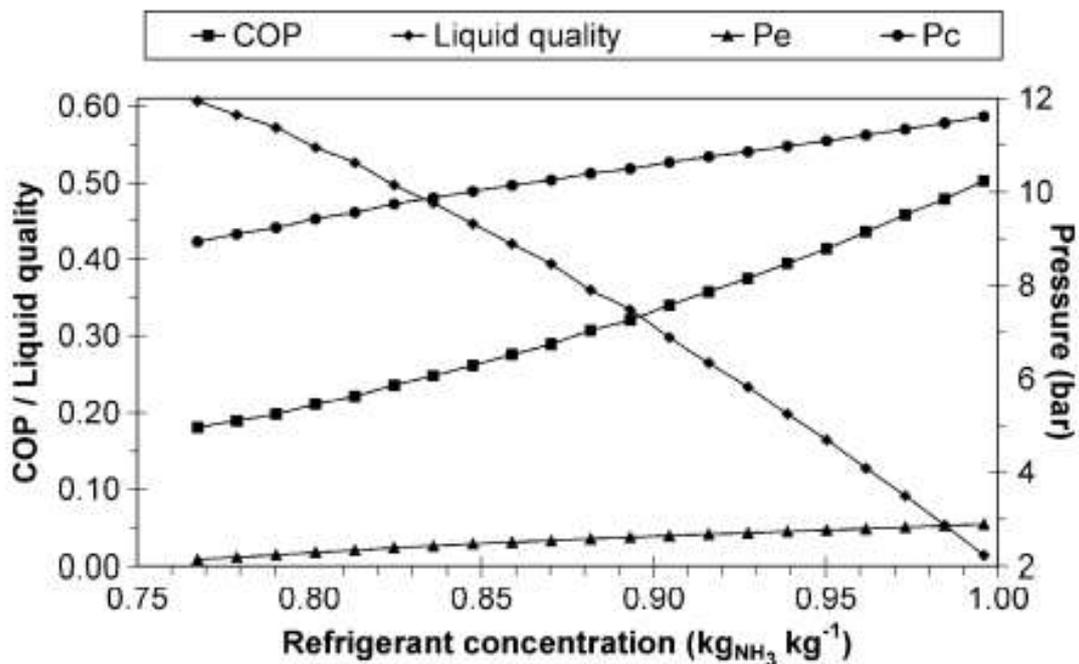


Figura 113: Variazione del COP del sistema, della qualità del fluido e delle pressioni del sistema al variare della concentrazione del refrigerante [46]

Il rapporto di riflusso viene studiato per due casi differenti, nel primo caso si ha una colonna con entrambe le sezioni, nel secondo caso non è presente la sezione di stripping. Il caso in cui non sia presente la regione di rettifica non viene studiato perché senza questa non si parla di riflusso. Nel primo caso la concentrazione di ammoniaca è quasi pura per valori del rapporto di riflusso pari a 0.2, nel secondo caso, invece, è necessario arrivare a un rapporto di 0.4. Ciò vuol dire che la sezione di stripping è importante nel processo di purificazione.

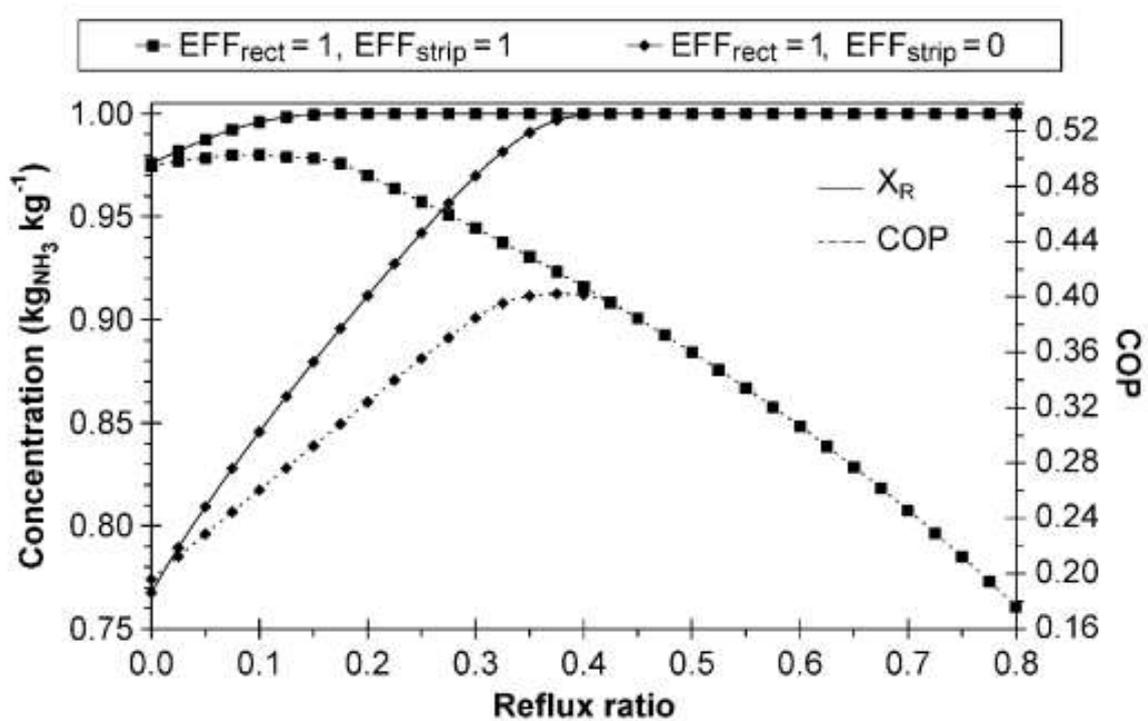


Figura 114: Concentrazione di refrigerante e COP del sistema al variare del rapporto di riflusso [46]

Da un certo punto in poi del rapporto di riflusso il COP incomincerà a diminuire perché aumentano il vapore che esce dalla colonna e il liquido restituito dal condensatore. Questo ritorna al generatore che dovrà produrre più vapore facendo aumentare il carico termico del generatore. Il valore ottimale del rapporto si ottiene per sezioni di rettifica elevate (in caso contrario i vantaggi dell'aumento di purezza non riescono a bilanciare la diminuzione del COP dovuta all'aumento del carico del generatore) e si trova leggermente prima del valore in cui si ha la massima concentrazione di ammoniaca. I valori ottimali si hanno anche per alcune temperature del generatore, per valori fissi delle temperature di condensazione, evaporazione e assorbimento. Queste considerazioni potrebbero aiutare nella progettazione dell'impianto. Dalla Figura 115 si può vedere come il valore massimo del coefficiente di prestazione dipende dal valore ottimale del rapporto di riflusso.

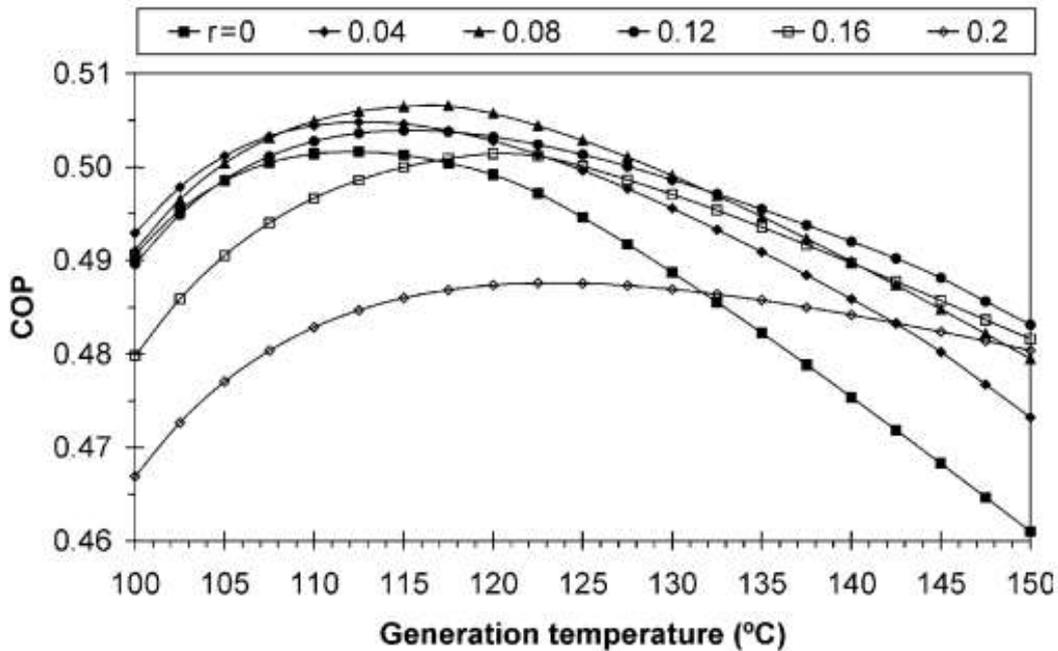


Figura 115: Variazione del COP in funzione della temperatura del generatore e del rapporto di riflusso per un sistema che presenta la più alta efficienza nelle sezioni di stripping e rettifica [46]

La figura 116, invece, mostra le variazioni del COP e della concentrazione di ammoniaca al variare della temperatura dell'evaporatore per tutte le configurazioni della colonna: l'andamento delle curve delle diverse configurazioni è molto simile, ovvero, le prestazioni diventano peggiori al diminuire della temperatura. Come si poteva prevedere i valori maggiori si hanno con entrambe le zone con massima efficienza, mentre quelli minori se non è presente la colonna. Inoltre, paragonando le configurazioni con la presenza di una sola zona tra quella di stripping e quella di rettifica, si vede come quella di stripping abbia un effetto più significativo sul COP rispetto a quella di rettifica, soprattutto per le basse temperature. Mentre quella di rettifica influenza maggiormente la concentrazione di ammoniaca.

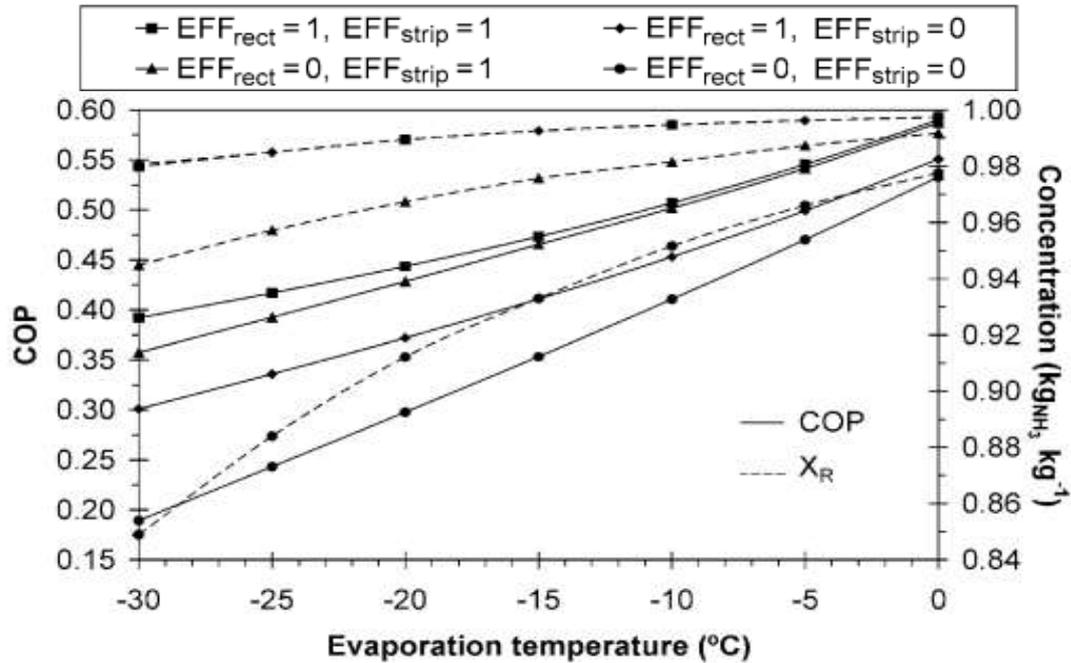


Figura 116: Variazione del COP e della concentrazione di ammoniaca, per diverse configurazioni del sistema, in funzione della temperatura di evaporazione

I risultati conseguiti sono stati ottenuti usando una temperatura dell'assorbitore e del condensatore di circa 30°C. Se si aumentasse la temperatura fino a 50°C, i valori del COP diminuirebbero e in assenza di colonna, la temperatura dell'evaporatore non potrebbe scendere al di sotto dei 20 °C, ovvero l'impianto non funzionerebbe.

4.11.3. CONTROLLO DEL FLUSSO DEI GAS DI SCARICO IN UN VAR

Come visto in alcuni dei prototipi precedentemente analizzati, è opportuno progettare un sistema di controllo che permetta di mandare al generatore una quantità adeguata di calore [47].

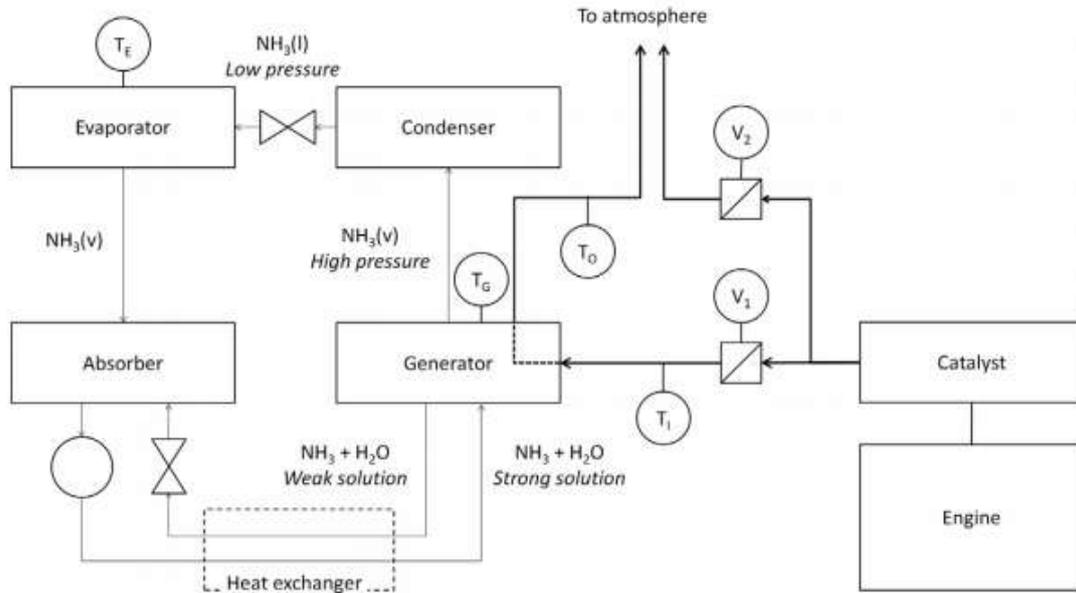


Figura 117: Schematizzazione del ciclo VAR e del sistema dei gas di scarico ad esso collegato [47]

Nella Figura 117 è mostrata la configurazione dell'impianto usato per raffreddare un frigo di 0.215 m³: il flusso dei gas di scarico è controllato da due valvole, la prima (V1) controlla il flusso che andrà ad alimentare il generatore del VAR, la seconda (V2) controlla il flusso che sarà scaricato in ambiente esterno. Variando il loro livello di apertura si è cercato di mantenere ad un valore precedentemente definito (T_{ref}) la temperatura del generatore. Sono state installate diverse termocoppie di tipo K così da controllare, durante i vari test, le temperature principali del ciclo: la temperatura del generatore, dell'evaporatore, dei gas di scarico in entrata al ciclo e in uscita.

Il motore usato per lo studio era simile a quello usato negli studi di Manzela [30]. È stato montato su un dinamometro idraulico con velocità che potevano raggiungere i 6000 RPM e potenze di 260 kW. Per scegliere i valori ottimali per la temperatura del generatore sono stati effettuati dei test preliminari. Attraverso questi si è arrivati alla conclusione che il range di temperature in cui si hanno i risultati migliori va dai 180 ai 205 °C. Le temperature scelte per i test sono state: 180, 200, 240 e 270 °C.

Per determinare il valore di riferimento della temperatura si sono effettuati dei test di circa 40 min: facendo variare la temperatura del generatore si è analizzata la variazione di temperatura all'evaporatore. Come si può osservare dalla Figura 118 solo una temperatura su quattro porta ad un rapido raffreddamento, arrivando dopo pochi minuti a 13 °C, però, dopo aver raggiunto questa temperatura, si vede un incremento della temperatura all'interno del frigo. Se si considera la temperatura di 180 °C non si arriva ad un raffreddamento efficace dell'evaporatore e la diminuzione della temperatura non è considerevole. Con la massima temperatura considerata, 270 °C, poiché la soluzione di acqua e ammoniaca viene surriscaldata troppo, non si ha alcuna refrigerazione. L'unica

temperatura che ha consentito una diminuzione costante all'interno dell'ambiente da refrigerare è stata quella a 200 °C.

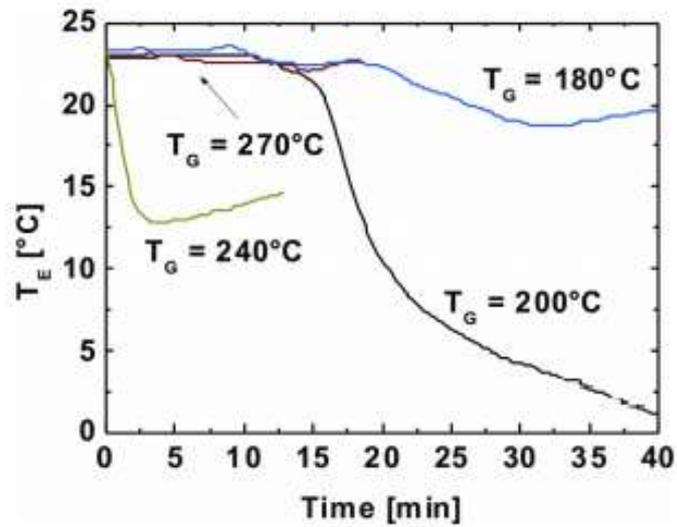


Figura 118: Variazione della temperatura dell'evaporatore per diverse temperature al generatore, in funzione del tempo [47]

In un secondo momento si è analizzata la temperatura dell'evaporatore facendo variare la velocità del motore. Dai test effettuati si è visto che, per 1000 RPM, il calore fornito dai gas di scarico non era sufficiente ad alimentare il sistema e, di conseguenza, non si otteneva una diminuzione di temperatura. Negli altri casi considerati, invece, l'energia termica fornita era tale da far diminuire la temperatura all'interno del frigo. Grazie a questi test, si è giunti ad una conclusione che andava in contrasto con altri risultati sperimentali (vedi prototipi descritti precedentemente): se negli studi precedenti, la velocità del motore non poteva superare i 2000 RPM, in questi test i risultati mostravano che, sotto un apporto termico costante, il range delle velocità era molto più ampio.

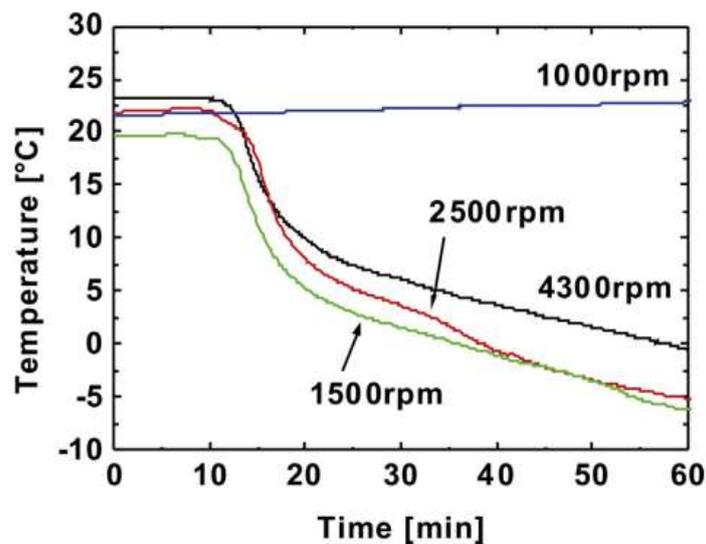


Figura 119: Variazione della temperatura dell'evaporatore per diverse velocità del motore [47]

Per far sì che i test siano paragonabili a condizioni reali di traffico si sono fatti variare velocità e coppia. Da questi si è notato che il controllo del flusso dei gas di scarico è migliore che nel caso precedente (a velocità costante), soprattutto se il calore che arriva al generatore subisce variazioni consistenti. Le variazioni della temperatura del generatore sono mostrate in Figura 121a e 121b mentre nell'ultima figura (Figura 122) è rappresentato, a seconda del ciclo considerato, il raffreddamento che si ottiene in ambiente.

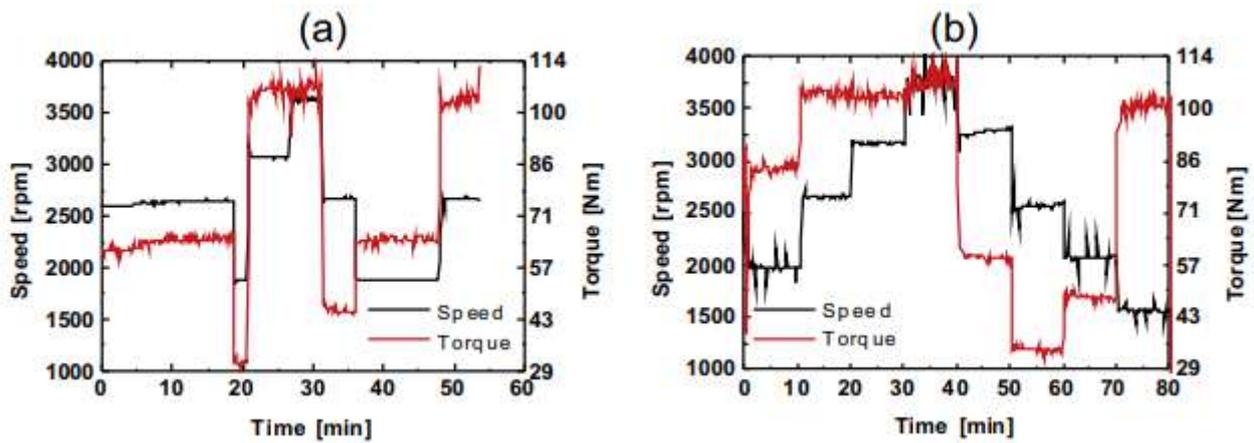


Figura 120: Andamento dei cicli al variare della velocità e della coppia del motore [47]

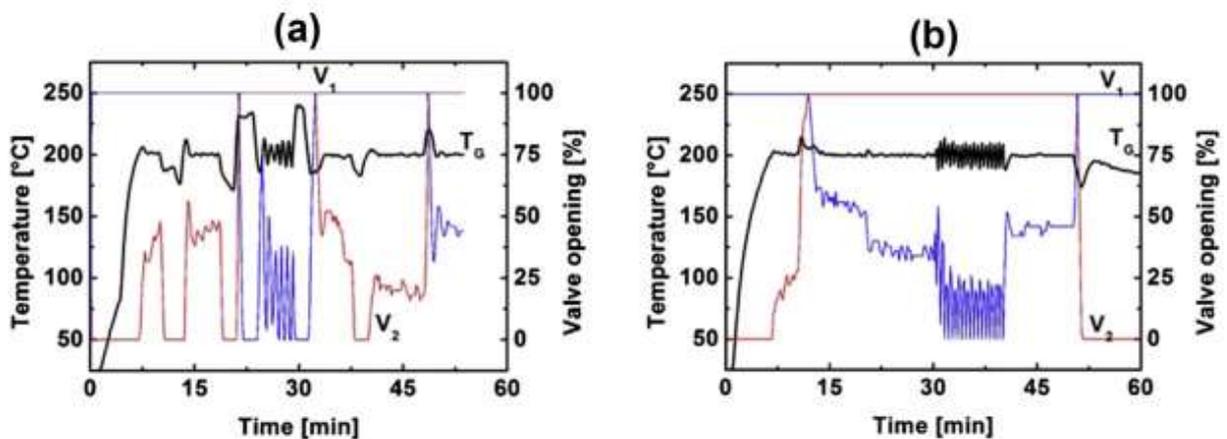


Figura 121: Variazione della temperatura al generatore e apertura delle valvole per i due diversi cicli [47]

Nel primo ciclo, nonostante le notevoli variazioni di temperatura, dopo 50 minuti, si arriva ad una temperatura all'evaporatore di circa 0°C , nel secondo ciclo, invece, si ha una minore variazione della temperatura, ciò consente di avere una diminuzione anticipata della temperatura all'evaporatore che arriva fino a temperature di -5°C .

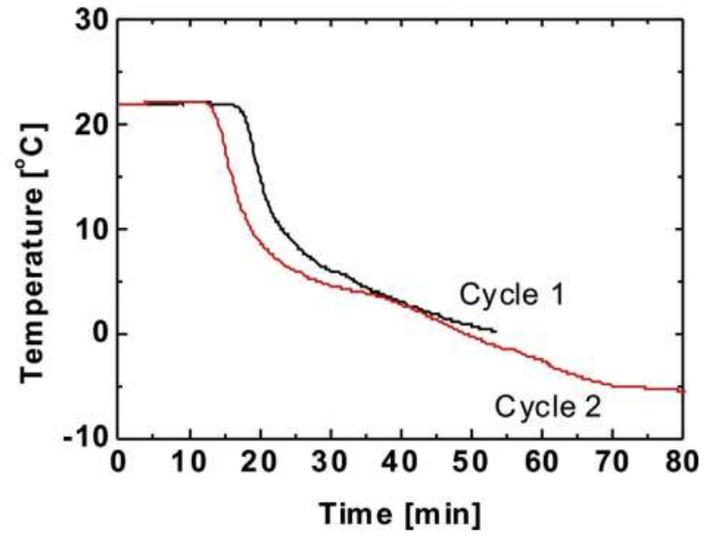


Figura 122: Variazione della temperatura all'evaporatore a seconda del ciclo considerati [47]

5. MODELLAZIONE IMPIANTISTICA

In questo capitolo viene dimensionato l'impianto ad assorbimento progettato per la refrigerazione della cabina del camion.

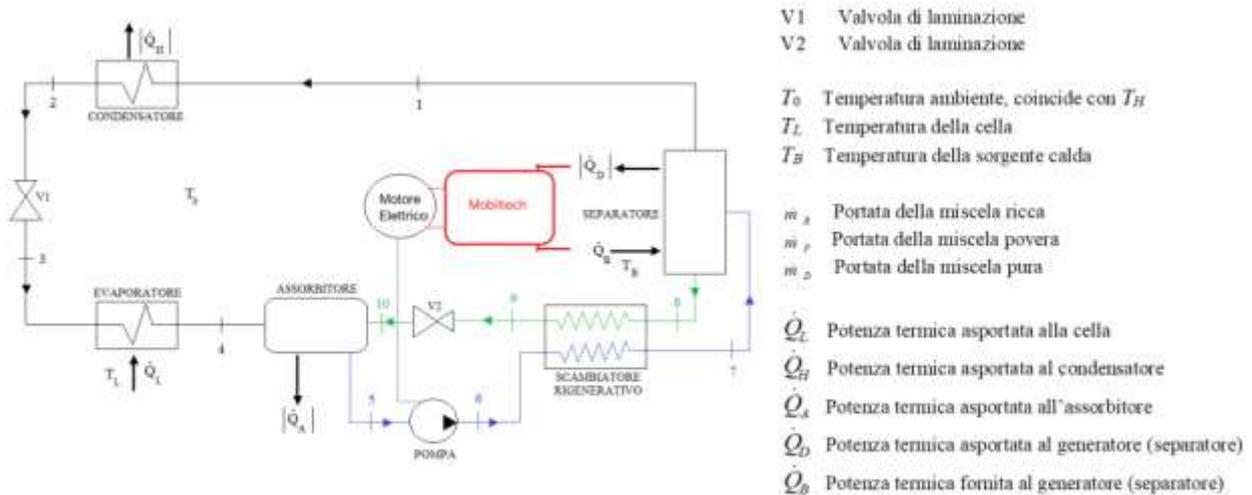


Figura 123: Schematizzazione dell'impianto usato per la modellazione

Nel ciclo si ha lo scambio di calore con l'ambiente, con la sorgente calda e con la cella, quindi si ha un ciclo tritermico, inoltre, è possibile individuare:

- Due pressioni diverse: p_H , ovvero la pressione del condensatore, dello scambiatore rigenerativo, del separatore, dell'ingresso delle due valvole e dell'uscita dalla pompa; p_L per l'evaporatore, l'uscita delle valvole, l'assorbitore e l'ingresso della pompa.
- Tre portate (m_D , m_R , m_P) e le relative concentrazioni in massa (ξ_D , ξ_R , ξ_P).

5.1. IPOTESI E DATI DI PROGETTO

Le ipotesi di progetto sono le seguenti:

- Funzionamento in condizioni stazionarie ipotizzando che l'apporto di calore proveniente dai gas di scarico sia costante e che il veicolo sia arrivato a regime.
- Considerando il percorso della soluzione senza cambiamenti bruschi di direzione e la lunghezza dei tubi non eccessiva, le perdite di carico per attrito sono trascurabili
- Lavoro della pompa trascurabile (dimostrato nel calcolo del caposaldo 6)
- Temperatura all'uscita del condensatore uguale a quella dell'uscita dell'assorbitore ($T_2=T_5$): si ipotizza di usare dei componenti raffreddati ad aria, allora sia la serpentina del condensatore che quella dell'assorbitore sono a contatto con aria a temperatura ambiente.

- Temperatura all'ingresso dell'evaporatore circa uguale alla temperatura di bolla per la pressione p_L
- Differenza minima di temperatura tra i fluidi nello scambiatore rigenerativo in controcorrente e adiabatico verso l'esterno, impostata di circa 7°C così da minimizzare le irreversibilità.

Dati di progetto:

- Ciclo ad assorbimento in cui viene usata ammoniacca come fluido frigorifero (soluto) e acqua come solvente.
- È necessaria una separazione con distillazione frazionata perché soluto e solvente hanno volatilità simili.
- Temperatura ambiente: $t_o=40^\circ\text{C}$
- Temperatura della cella: $t_L=20^\circ\text{C}$
- Temperatura della sorgente calda: $t_B=160^\circ\text{C}$
- $\dot{Q}_L=4 \text{ kW}$
- $\xi_D=0.99$

5.2. CAPISALDI

Per il calcolo dei capisaldi vengono usati due diagrammi mostrati nella sezione degli allegati:

- Il diagramma h, ξ : diagramma lineare in cui si può rappresentare il ciclo ad assorbimento e che consente di determinare tutte le grandezze termodinamiche utili per l'analisi energetica del processo.
- Il diagramma s, ξ : diagramma lineare usato per l'analisi di secondo principio.

Caposaldo 2

Punto corrispondente all'uscita del condensatore di cui è nota la concentrazione ($\xi_D=0.99$). Si ipotizza una temperatura maggiore di quella ambiente:

$$T = T_0 + \Delta T = 40 + 10 = 50^\circ\text{C} \quad (4)$$

La pressione corrispondente a questa temperatura è $p_H=20 \text{ bar}$. La temperatura T_2 viene posta uguale a 45°C così da avere liquido sottoraffreddato. L'intersezione tra l'isoterma T_2 e ξ_D determina il punto 2.

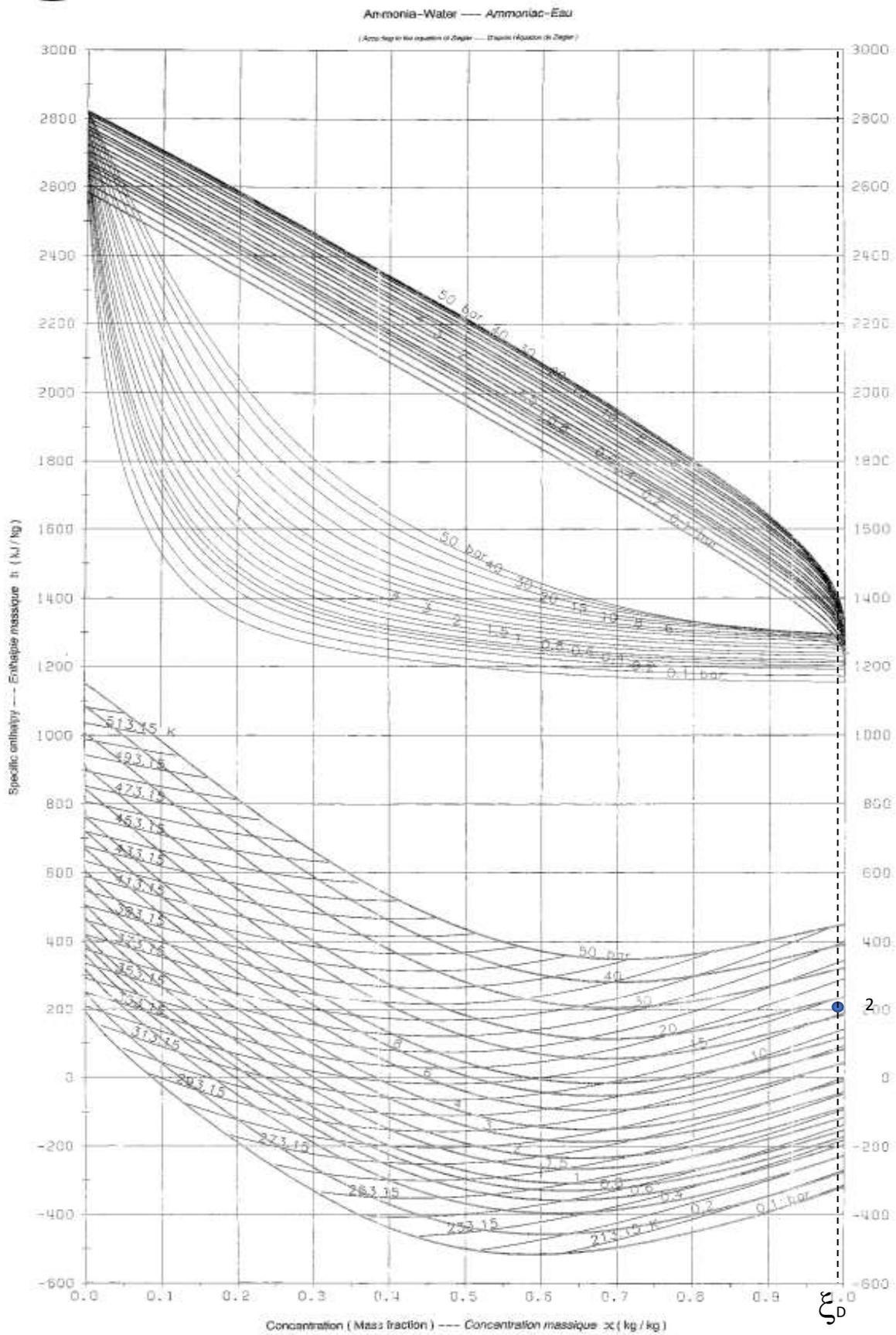


Figura 124: Rappresentazione grafica del caposaldo 2

Caposaldo 1

Ingresso al condensatore. Il punto è individuato dall'intersezione tra la linea di rugiada a p_H e la linea isoconcentrazione a ξ_D . La temperatura si determina partendo dal punto 1 tracciando l'isoentalpica fino alla linea ausiliaria relativa alla pressione p_H , si traccia la linea $\xi = \text{costante}$ fino alla linea di bolla alla pressione p_H . Unendo i due punti sulle curve limite si trova l'isoterma nella zona bifase.

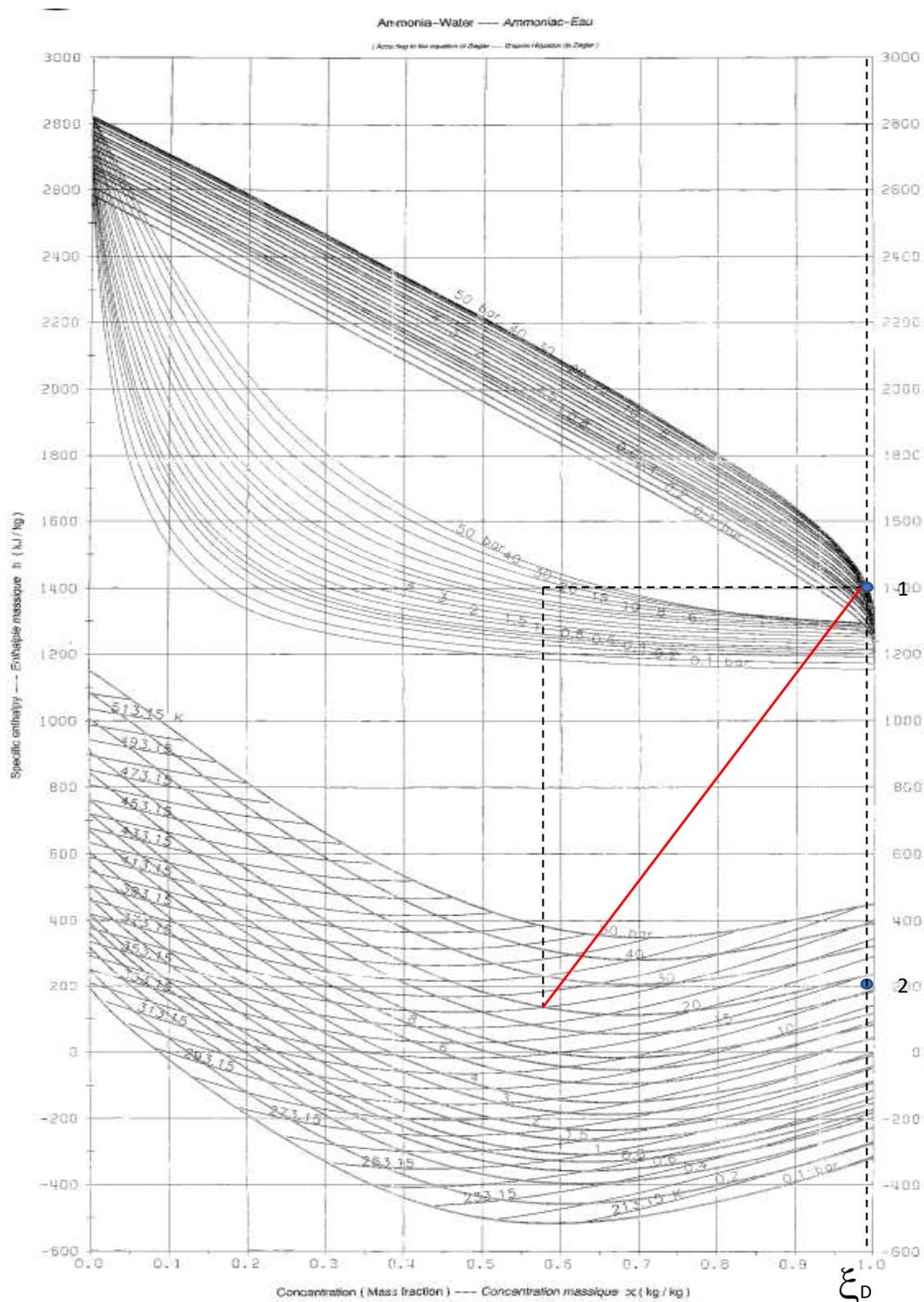


Figura 125: Rappresentazione grafica del caposaldo 1 e dell'isoterma corrispondente

Caposaldo 3

Il punto 3, nel grafico h - ξ , coincide con il punto 2 in quanto la trasformazione 2-3 è isoentalpica. Pur essendo coincidenti, il punto 3 si trova alla pressione p_L : la pressione all'evaporatore deve essere la più bassa possibile ma comunque più alta della pressione atmosferica per evitare infiltrazioni. La pressione viene scelta in relazione alla temperatura della cella ($p_L = 6$ bar). La temperatura, per ipotesi di progetto, è circa uguale alla temperatura di bolla per la pressione p_L ($T_3 = 10^\circ\text{C}$). Trovandosi nella zona bifase è necessario calcolare il titolo:

$$x_3 = \frac{h_3 - h_{3,liq-sat}}{h_{3,vap-sat} - h_{3,liq-sat}} \quad (5)$$

Caposaldo 4

Per determinare il punto occorre conoscere le condizioni della miscela tutta liquida alla temperatura di inizio vaporizzazione e di quella tutta vapore nelle stesse condizioni. La miscela avrà le condizioni 4 date dalla intersezione del $\xi_D = \text{costante}$ (in quanto la percentuale di NH_3 rimane costante nella miscela) con la retta delle condizioni di saturazione. È necessario calcolare il titolo poiché il punto si trova in uno stato bifase.

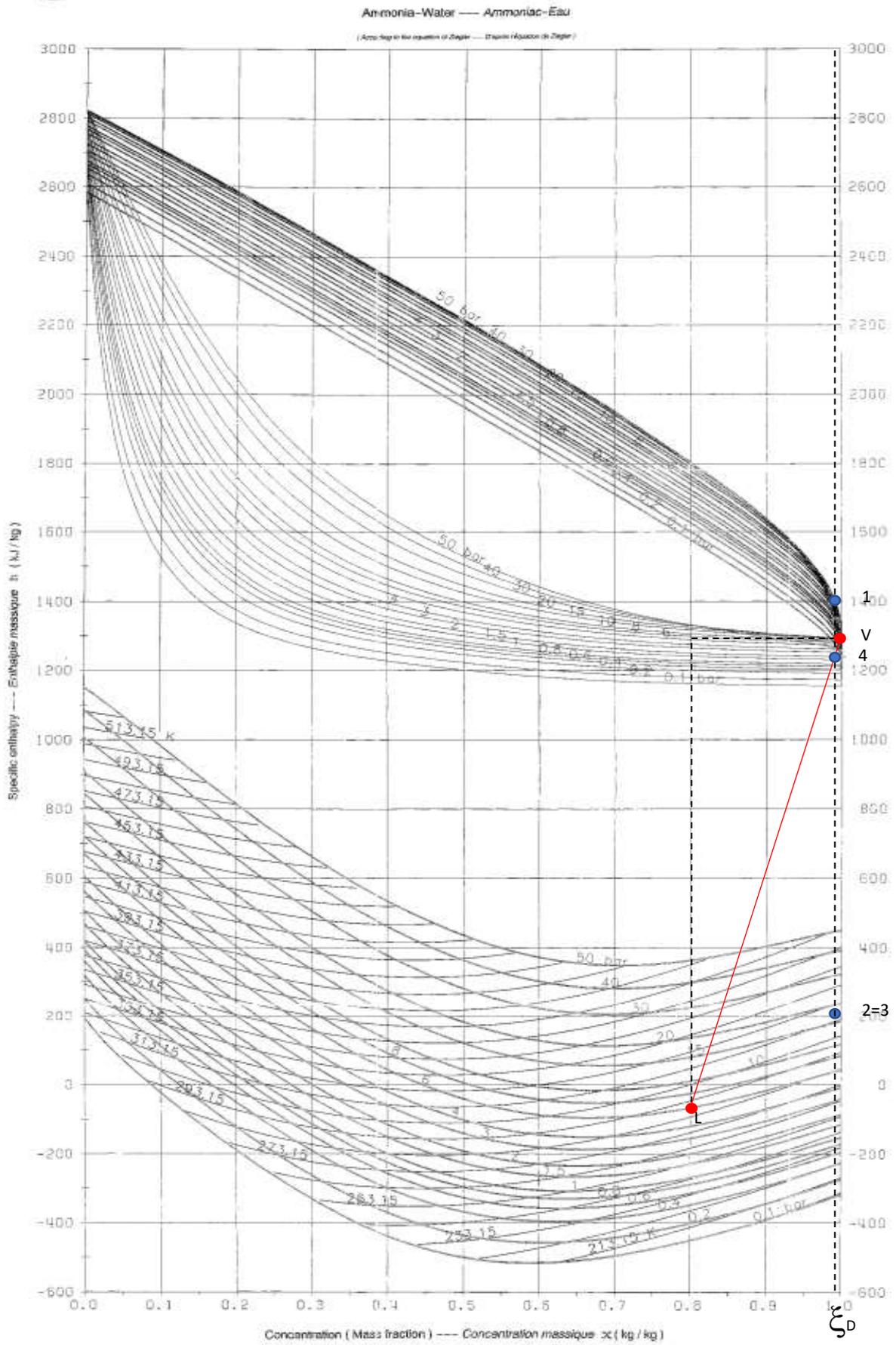


Figura 126: Rappresentazione grafica del caposaldo 3 e 4

Caposaldo 5

Il punto si trova ad uno stato di liquido sottoraffreddato poiché il fluido deve entrare nella pompa. All'uscita dell'assorbitore si ha la concentrazione della miscela ricca: il suo valore non è noto ma deve essere minore di un valore di concentrazione limite (intersezione tra l'isoterma del punto 5 e l'isobara p_L) in modo da evitare la cavitazione, il punto 5 si trova sulla verticale isoconcentrazione ξ_R e al di sotto della pressione p_L .

Caposaldo 6

Si calcola il lavoro specifico alla pompa ipotizzando $v=0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$:

$$l_{5-6} = \frac{v * (p_H - p_L) * 10^5}{10^3} = \frac{0.001 * (20 - 6) * 10^5}{10^3} = 1.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6)$$

È trascurabile rispetto al valore di q_L pari a $1054 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$. Da ciò si deduce che l'incremento di entalpie è trascurabile rispetto alle entalpie in gioco e, di conseguenza, si ha un pompaggio ad entalpia costante. Il punto 6 coincide con il punto 5 e si trova sempre in condizioni di liquido sottoraffreddato essendo la pressione all'uscita maggiore di quella all'ingresso del componente.

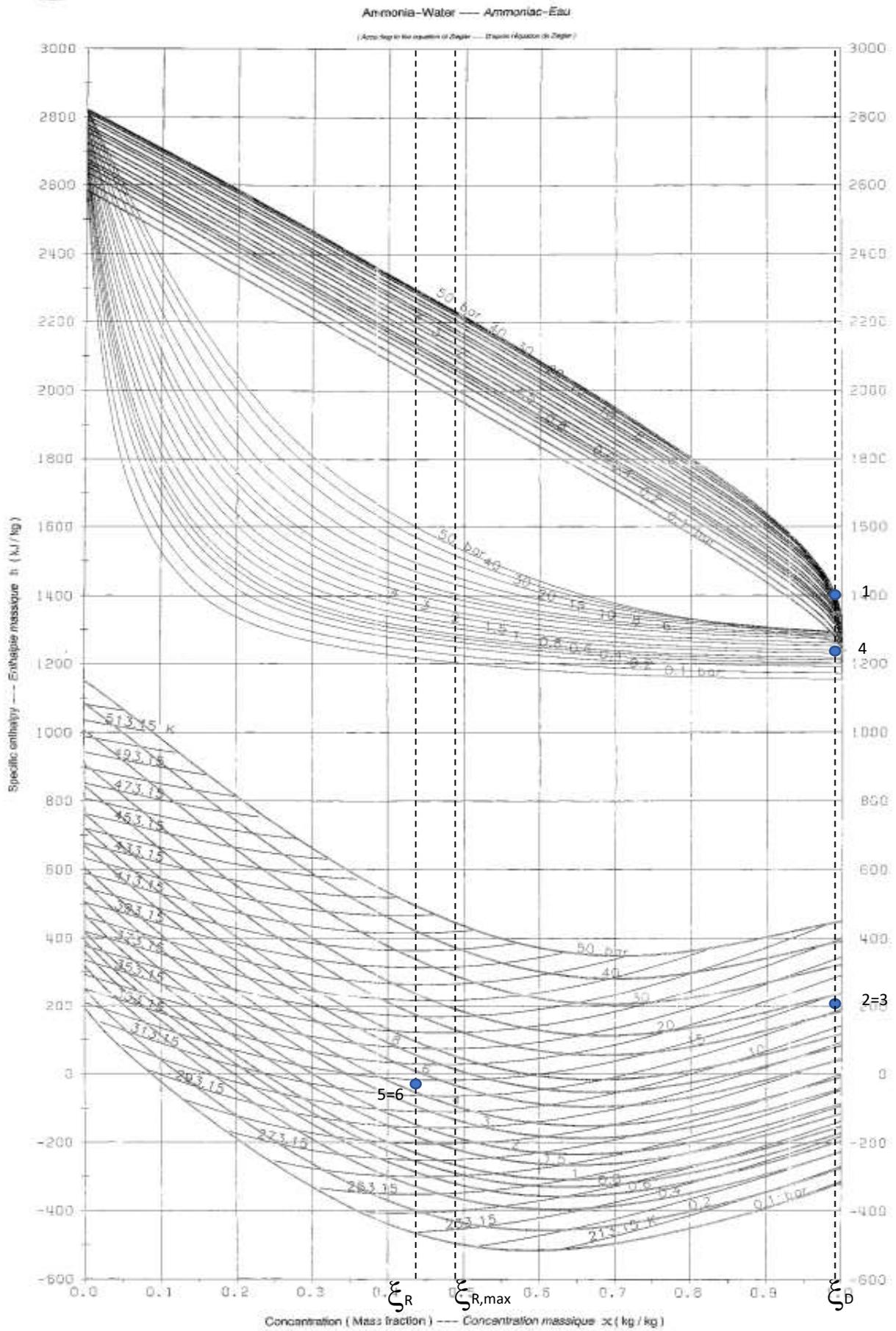


Figura 127: Rappresentazione grafica del caposaldo 5 e 6 e individuazione della concentrazione della miscela ricca

Caposaldo 8

Uscita dal separatore. Di questo punto sono note la temperatura, considerata leggermente minore della temperatura della sorgente calda, la pressione p_H e lo stato termodinamico, ovvero liquido saturo. L'intersezione tra l'isoterma e la pressione p_H determina il punto 8. Da questo, scendendo a $\xi =$ costante si determina la concentrazione povera.

Si può anche ricavare la temperatura minima che si può avere nel punto 8 andando a intersecare l'isobara a 20 bar con l'isoconcentrazione ξ_R , $T_{8,\min} = 103^\circ\text{C}$.

Avendo ricavato i valori delle concentrazioni si può calcolare il fattore di circolazione:

$$f = \frac{\xi_D - \xi_P}{\xi_R - \xi_P} = 3,62 \quad (7)$$

Caposaldo 9

Ingresso nella valvola V2. La portata si trova alla concentrazione povera e ad una temperatura pari a:

$$T_9 = T_6 + \Delta T = 45 + 7 = 52^\circ\text{C} \quad (8)$$

L'intersezione tra l'isoterma a 52°C e la verticale isoconcentrazione determina il punto 9.

Caposaldo 10

Per il punto in esame vale lo stesso ragionamento effettuato per il punto 3: il punto 10 coincide, graficamente, con il punto 9 ma si trova alla pressione p_L .

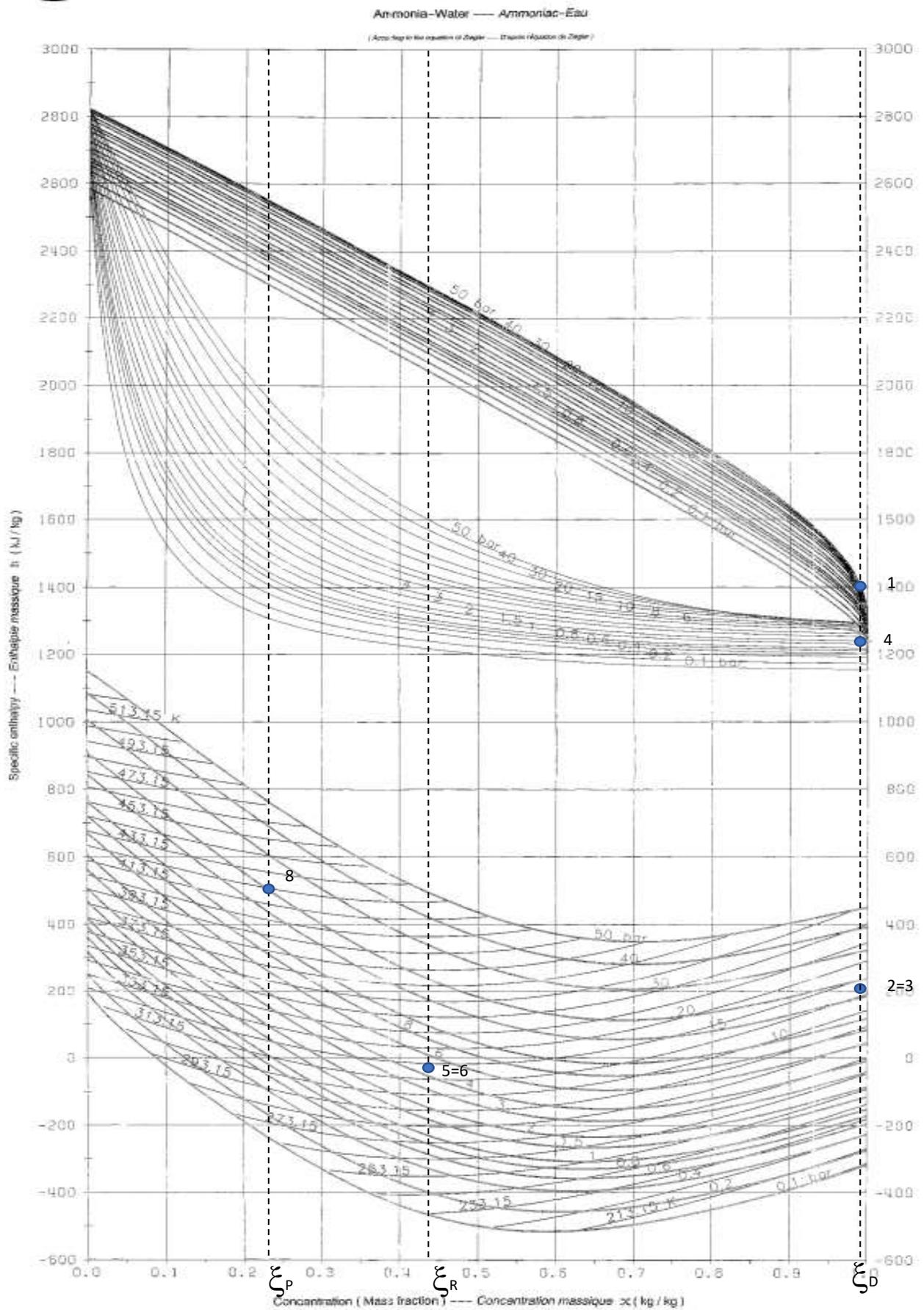


Figura 128: Rappresentazione grafica del caposaldo 8 e individuazione della concentrazione della miscela povera

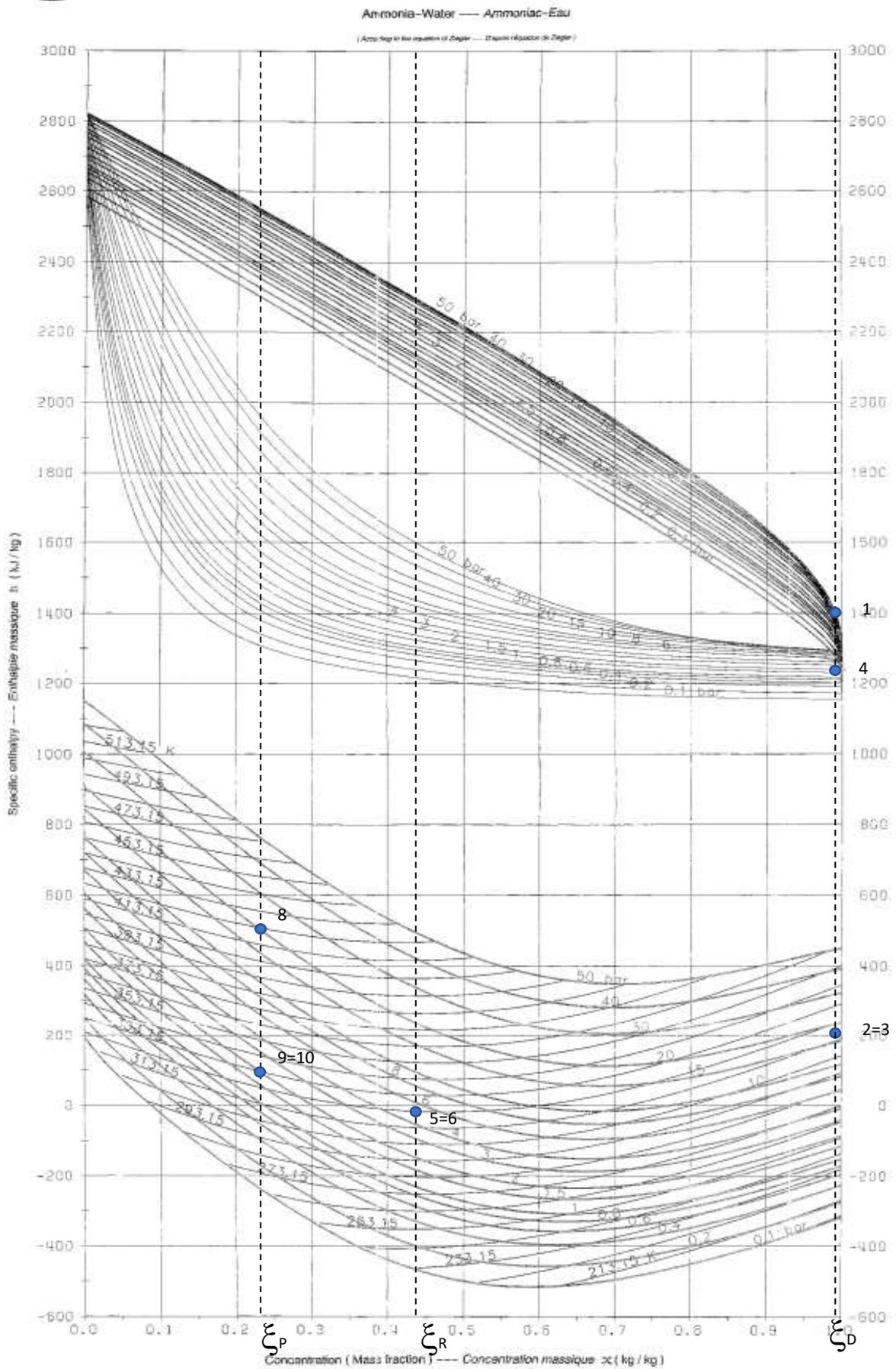


Figura 129: Rappresentazione grafica del caposaldo 9 e 10

Caposaldo 7

Il punto si ottiene graficamente effettuando 2 passaggi:

- Si trova il punto A_0 , dato dall'intersezione della concentrazione ξ_D e la retta passante dal punto 6 e dal punto 9,
- Si unisce il punto appena trovato con il punto 8. L'intersezione della retta con la concentrazione ricca determina il punto 7.

Il punto cade nella zona bifase, allora bisogna calcolare il titolo corrispondente.

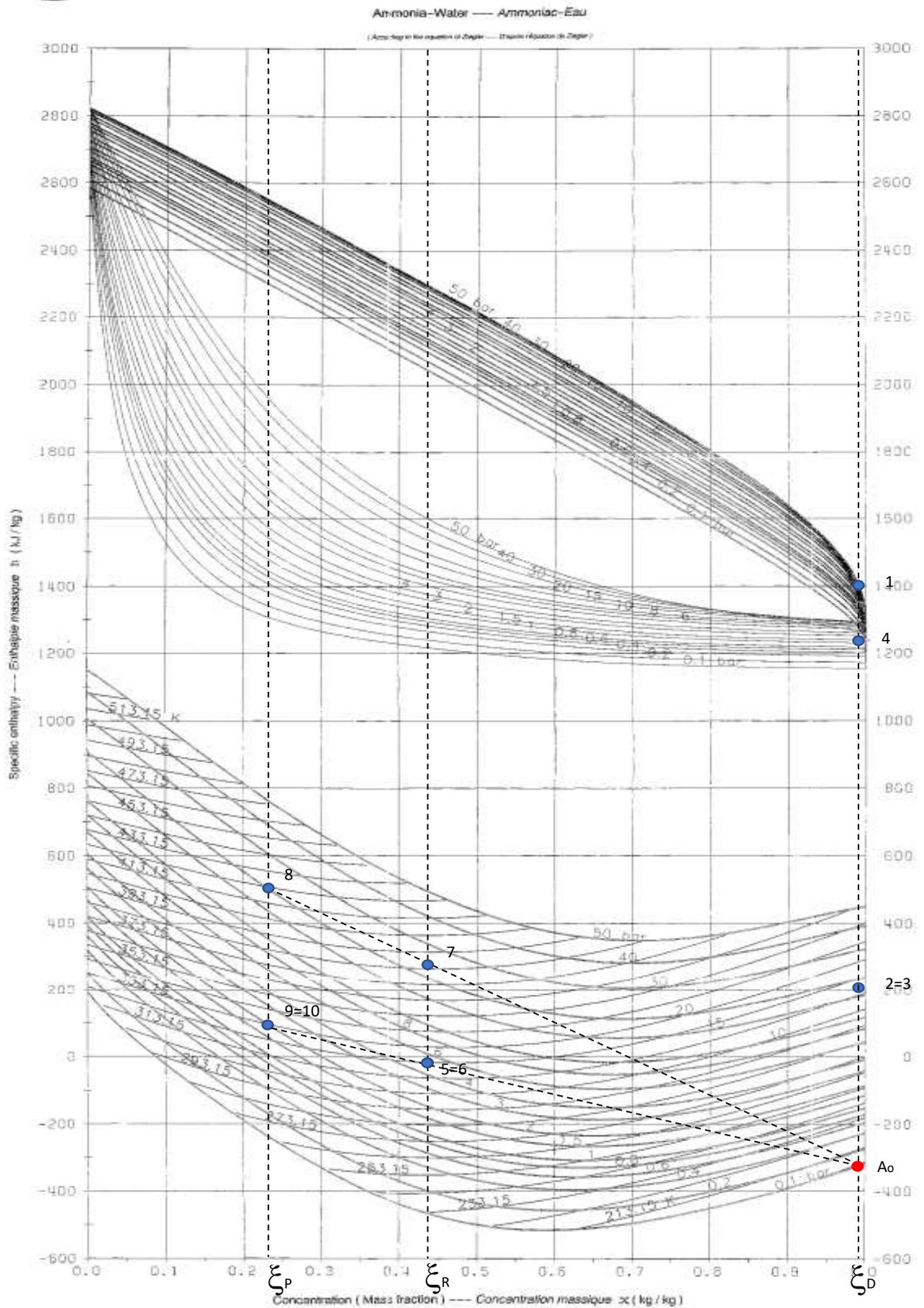


Figura 130: Rappresentazione grafica del caposaldo 7

5.3. CALCOLO DELLE PORTATE

Sono noti i valori delle concentrazioni, il rapporto di circolazione, le entalpie e la potenza all'evaporatore. Si può calcolare la portata di fluido all'evaporatore (\dot{m}_D) come:

$$\dot{m}_D = \frac{\dot{Q}_L}{h_4 - h_3} \quad (9)$$

Moltiplicando la portata appena ricavata con il fattore di circolazione si ottiene il valore della portata con concentrazione ricca (\dot{m}_R), mentre la portata \dot{m}_P è data dalla differenza tra \dot{m}_R e \dot{m}_D .

5.4. POTENZE E CALORI SCAMBIATI

Evaporatore

$$\dot{Q}_L = 4 \text{ kW} \quad (10)$$

$$q_L = h_4 - h_3 \quad (11)$$

Condensatore

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_D (h_2 - h_1) \quad (12)$$

$$q_H = h_2 - h_1 \quad (13)$$

Assorbitore

$$|\dot{Q}_A| = \dot{m}_R h_5 - \dot{m}_P h_{10} - \dot{m}_D h_4 \quad (14)$$

$$q_A = h_4 - h_{10} + f(h_{10} - h_5) \quad (15)$$

Scambiatore rigenerativo

$$|\dot{Q}_{SR}| = \dot{m}_P (h_8 - h_9) = \dot{m}_P (h_7 - h_6) \quad (16)$$

$$q_{SR} = f(h_6 - h_7) \quad (17)$$

Separatore/generatore

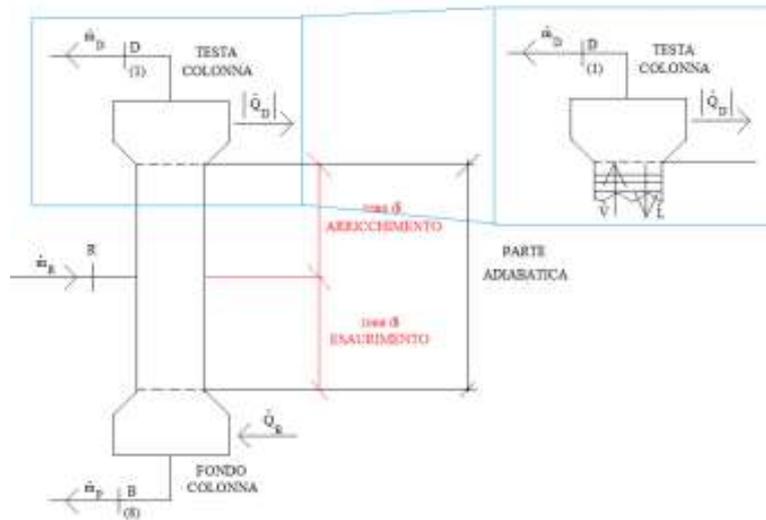


Figura 131: Configurazione della colonna di distillazione

Per il componente in esame si scrive il primo principio della termodinamica:

$$\dot{Q}_B + \dot{Q}_D = \dot{m}_D h_1 + \dot{m}_P h_8 - \dot{m}_R h_7 \quad (18)$$

Si pongono

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_D q_B \quad (19)$$

E

$$\dot{Q}_D = \dot{m}_D |q_D| \quad (20)$$

Quindi

$$q_B - |q_D| = (h_1 - h_8) + f(h_8 - h_7) \quad (21)$$

O

$$q_B - |q_D| = (h_1 - h_{A0}) \quad (22)$$

Possiamo ricavare l'energia netta per unità di massa distillata (\dot{m}_D) che occorre fornire al separatore.

Per determinare i singoli contributi si fissa un punto P al di sopra del caposaldo 1: il punto P è un polo di distillazione che rappresenta lo stato termodinamico delle portate \dot{m}_D e \dot{m}_P se la separazione della portata \dot{m}_R potesse avvenire adiabaticamente.

Si ricava un punto P tale da ottenere un valore di q_D ottimale:

$$|q_{D,ottimale}| = 1.2|q_{D,min}| \quad (23)$$

Il valore minimo di q_D è quel valore al di sotto del quale non si riesce a scavalcare la retta polare, neanche con un numero infinito di piatti. Per trovare questo valore si disegna l'isoterma $T=T_7$ e la si prolunga fino ad intersecare la verticale isoconcentrazione ξ_D . Il punto trovato corrisponde al punto P_{min} . Andando a sottrarre all'entalpia del polo di distillazione l'entalpia del punto 1 si ricava il valore di $q_{D,min}$:

$$|q_{D,min}| = h_{P,min} - h_1 = 90 \frac{kJ}{kg} \quad (24)$$

Si ottiene quindi un $|q_{D,ottimale}|$ pari a 108 kJ/kg e un polo di distillazione con un'entalpia pari a 1518 kJ/kg.

Invece, q_B si ottiene da:

$$q_B = (q_B - |q_D|) + |q_D| = h_P - h_{Ao} = 1869 \frac{kJ}{kg} \quad (25)$$

Andando a moltiplicare i valori trovati per la portata \dot{m}_D si ottengono le potenze \dot{Q}_D e \dot{Q}_B pari, rispettivamente a 0.4 kW e 7.06 kW.

5.4.1. EFFICIENZA FRIGORIFERA

L'efficienza del ciclo è stata ricavata attraverso la formula:

$$\varepsilon = \frac{q_L}{q_B} = 0.57 = 57 \% \quad (26)$$

L'efficienza massima del ciclo si ottiene considerando un processo reversibile:

$$\varepsilon_{max,teorica} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_B} = \frac{\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_B}}{\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_o}} = 3.8 \quad (27)$$

E confrontando questa con l'efficienza di un ciclo a compressione:

$$\varepsilon_{comp,max} = \frac{\frac{1}{T_o}}{\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_o}} \quad (28)$$

$$\frac{\varepsilon_{max,teorica}}{\varepsilon_{comp,max}} = \frac{\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_B}}{\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_o}} \cdot \frac{\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_o}}{\frac{1}{T_o}} = \frac{\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_B}}{\frac{1}{T_o}} = \frac{T_B - T_o}{T_B} \quad (29)$$

Si possono trarre le seguenti conclusioni:

- L'efficienza del ciclo ad assorbimento sarà sempre minore di quella del ciclo a compressione perché la temperatura ambiente è maggiore di 0 °C.
- L'efficienza del ciclo ad assorbimento tenderà a quella del ciclo a compressione quando la temperatura della sorgente calda avrà valori molto alti.

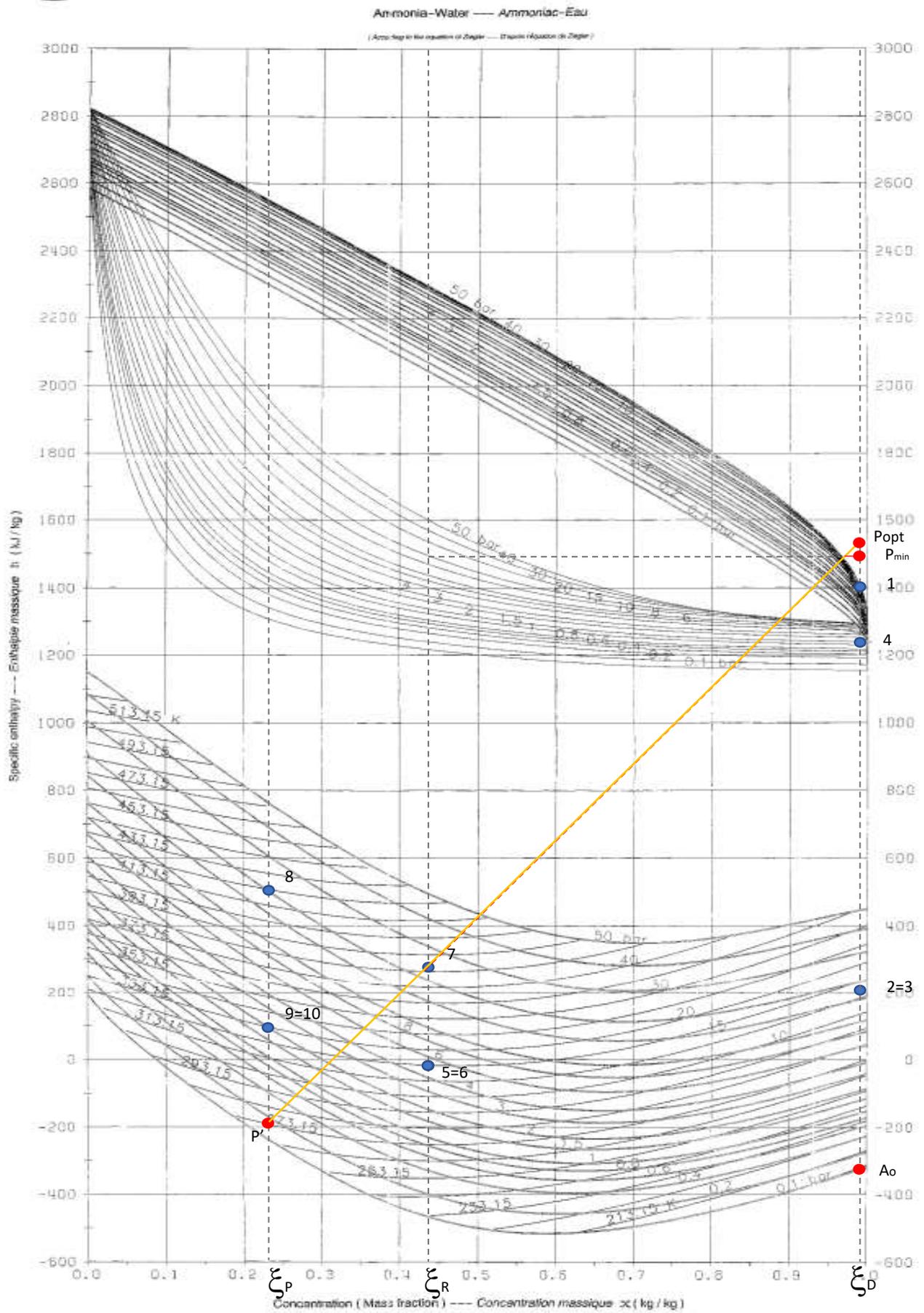


Figura 132: Individuazione dei poli di distillazione e della retta polare

5.5. DETERMINAZIONE GRAFICA DEL NUMERO DI PIATTI TEORICI

Zona di arricchimento

Viene applicato il primo principio della termodinamica e l'equazione di continuità ad un volume di controllo che comprende la testa della colonna di distillazione e una parte della zona di arricchimento:

$$\dot{V}_K = \dot{L}_K + \dot{m}_D \quad (30)$$

$$\dot{V}_K \cdot \xi_{VK} = \dot{L}_K \xi_{LK} + \dot{m}_D \xi_D \quad (31)$$

$$|\dot{Q}_D| = \dot{V}_K h_{VK} - \dot{L}_K h_{LK} - \dot{m}_D h_D \quad (32)$$

Esplicitando il termine relativo al vapore saturo si ottiene:

$$\dot{V}_K h_{VK} = \dot{L}_K h_{LK} + \dot{m}_D \left(h_D + \frac{|\dot{Q}_D|}{\dot{m}_D} \right) \quad (33)$$

Sapendo che $\frac{|\dot{Q}_D|}{\dot{m}_D} = |q_D|$, si arriva a:

$$\dot{V}_K h_{VK} = \dot{L}_K h_{LK} + \dot{m}_D h_P \quad (34)$$

Le condizioni termodinamiche della portata di vapore si possono ricavare dalla miscelazione adiabatica tra la portata liquida e la portata distillata che esce dalla testa della colonna, ma considerando le condizioni del polo P precedentemente ricavato.

Si parte dal caposaldo 1, ovvero dall'uscita della portata distillata. Si trova l'isoterma di V_o attraverso le linee ausiliarie alla pressione p_H . Sapendo che:

$$T(V_o) = T(L_1) \quad (35)$$

si trova il punto L_1 che sta sulla linea di bolla. Il punto V_1 , invece, si trova intersecando la congiungente tra P e L_1 e la linea di rugiada.

I piatti successivi vengono trovati eseguendo lo stesso procedimento. Ci si ferma quando L_{K+1} è al di là della retta polare (retta congiungente i due poli di distillazione). Nel caso in esame sono stati ricavati 2 piatti teorici per la parte superiore.

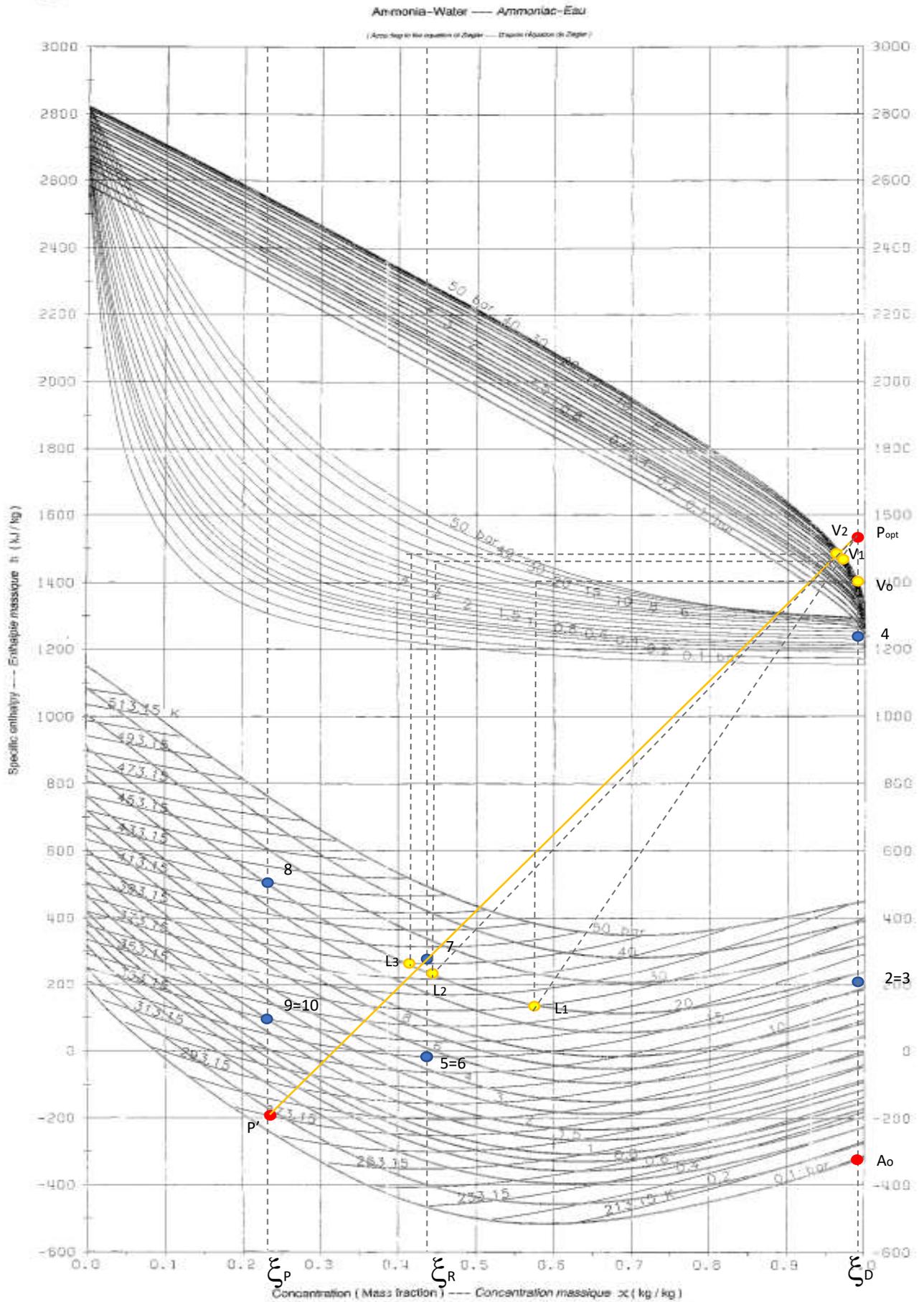


Figura 133: Determinazione grafica dei piatti teorici per la zona di arricchimento

Zona dell'esaurimento

Per questa sezione il volume di controllo contiene la parte inferiore della colonna e una parte della regione adiabatica al di sotto del punto di immissione della portata ricca:

$$\dot{L}_N = \dot{V}_N + \dot{m}_P \quad (36)$$

$$\dot{L}_N \xi_{LN} = \dot{V}_N \xi_{VN} + \dot{m}_P \xi_P \quad (37)$$

$$|\dot{Q}_B| = \dot{V}_N h_{VN} - \dot{L}_N h_{LN} + \dot{m}_P h_B \quad (38)$$

Esplicitando il termine relativo al liquido saturo si ottiene:

$$\dot{L}_N h_{LN} = \dot{V}_N h_{VN} + \dot{m}_D (f - 1) \left(h_B - \frac{q_B}{f - 1} \right) \quad (39)$$

Questa equazione può anche essere scritta come:

$$\dot{L}_N h_{LN} = \dot{V}_N h_{VN} + \dot{m}_P h_P \quad (40)$$

In questo caso si parte dal caposaldo 8: si trova l'isoterma che passa per questo e si trova il punto V_N . Similmente alla zona precedente:

$$T(V_N) = T_8 \quad (41)$$

Unendo V_N con il polo P' viene trovato il punto L_N sulla linea di bolla. Ci si ferma quando L_{N-i} è al di là della retta polare. Sono stati ricavati graficamente 4 piatti teorici per la parte inferiore.

Per ricavare il numero dei piatti reali bisogna dividere il numero dei piatti teorici per l'efficienza dei piatti ipotizzata pari a 0.6:

$$N_{piatti\ reali} = \frac{N_{piatti\ teorici}}{\eta} = \frac{6}{0.6} = 10 \quad (42)$$

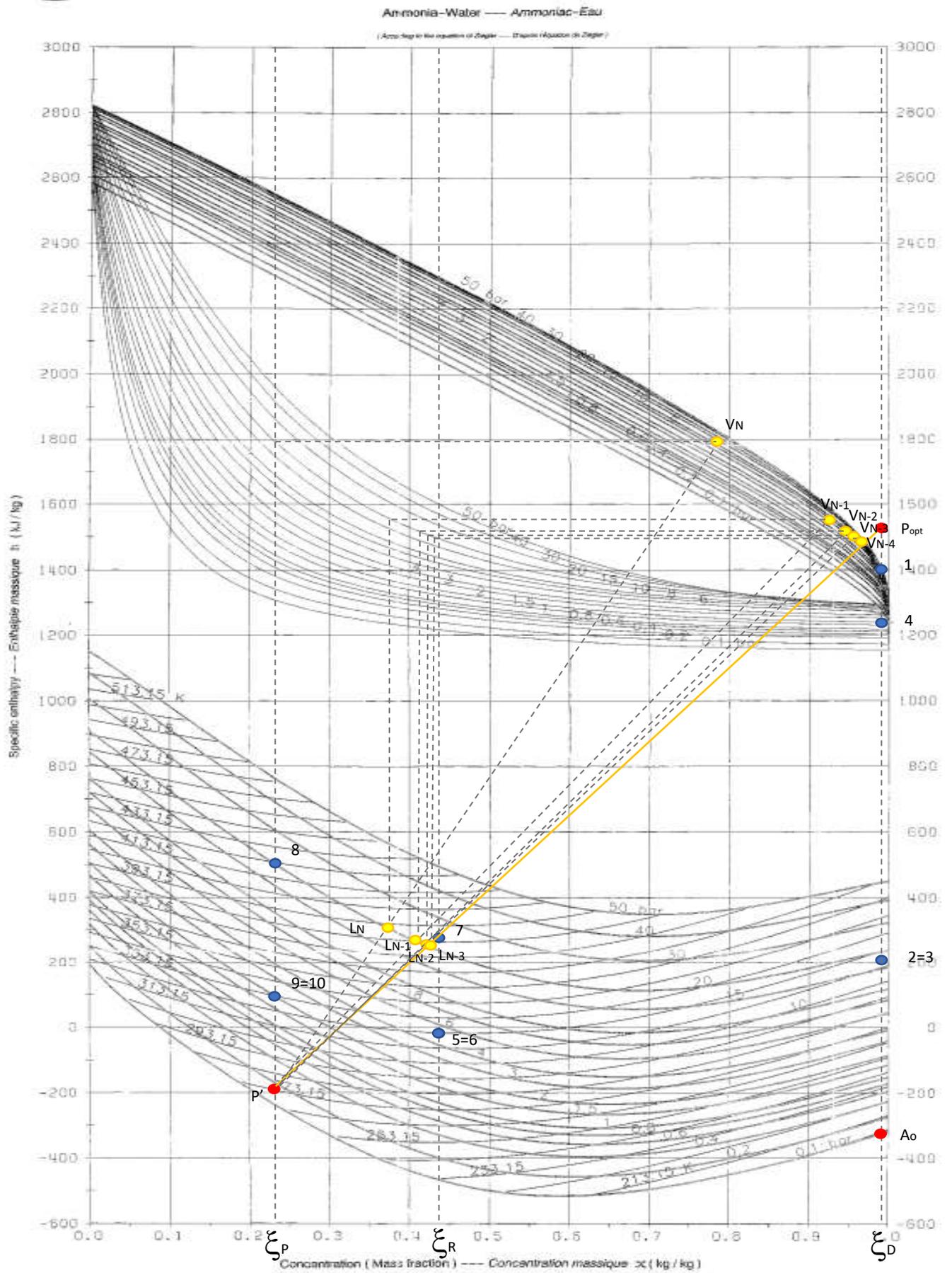


Figura 134: Determinazione grafica dei piatti teorici per la zona di esaurimento

5.6. ANALISI DEL SECONDO PRINCIPIO

I valori di entropia, necessari per effettuare l'analisi, sono stati ricavati dal diagramma s, ξ in Figura 135.

Condensatore

$$W_{\lambda,H} \dot{=} \dot{m}_D [(h_1 - h_2) - T_o (s_1 - s_2)] + \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_o}{T_H}\right) \quad (43)$$

Evaporatore

$$W_{\lambda,L} \dot{=} \dot{m}_D [(h_3 - h_4) - T_o (s_3 - s_4)] + \dot{Q}_L \left(1 - \frac{T_o}{T_L}\right) \quad (44)$$

Assorbitore

$$W_{\lambda,A} \dot{=} \dot{m}_D b_4 - \dot{m}_R b_5 + \dot{m}_P b_{10} \quad (45)$$

Valvole di laminazione

$$W_{\lambda,V1} \dot{=} \dot{m}_D [(h_2 - h_3) - T_o (s_2 - s_3)] \quad (46)$$

$$W_{\lambda,V2} \dot{=} \dot{m}_D (f - 1) [(h_9 - h_{10}) - T_o (s_9 - s_{10})] \quad (47)$$

Scambiatore rigenerativo

$$W_{\lambda,SR} \dot{=} \dot{m}_D f [(h_6 - h_7) - T_o (s_6 - s_7)] + \dot{m}_D (f - 1) [(h_8 - h_9) - T_o (s_8 - s_9)] \quad (48)$$

Generatore/separatore

$$W_{\lambda,g} \dot{=} \dot{m}_D (h_1 - T_o s_1) - \dot{m}_D (f - 1) (h_8 - T_o s_8) + \dot{m}_D f (h_7 - T_o s_7) + \dot{Q}_B \left(1 - \frac{T_o}{T_B}\right) \quad (49)$$

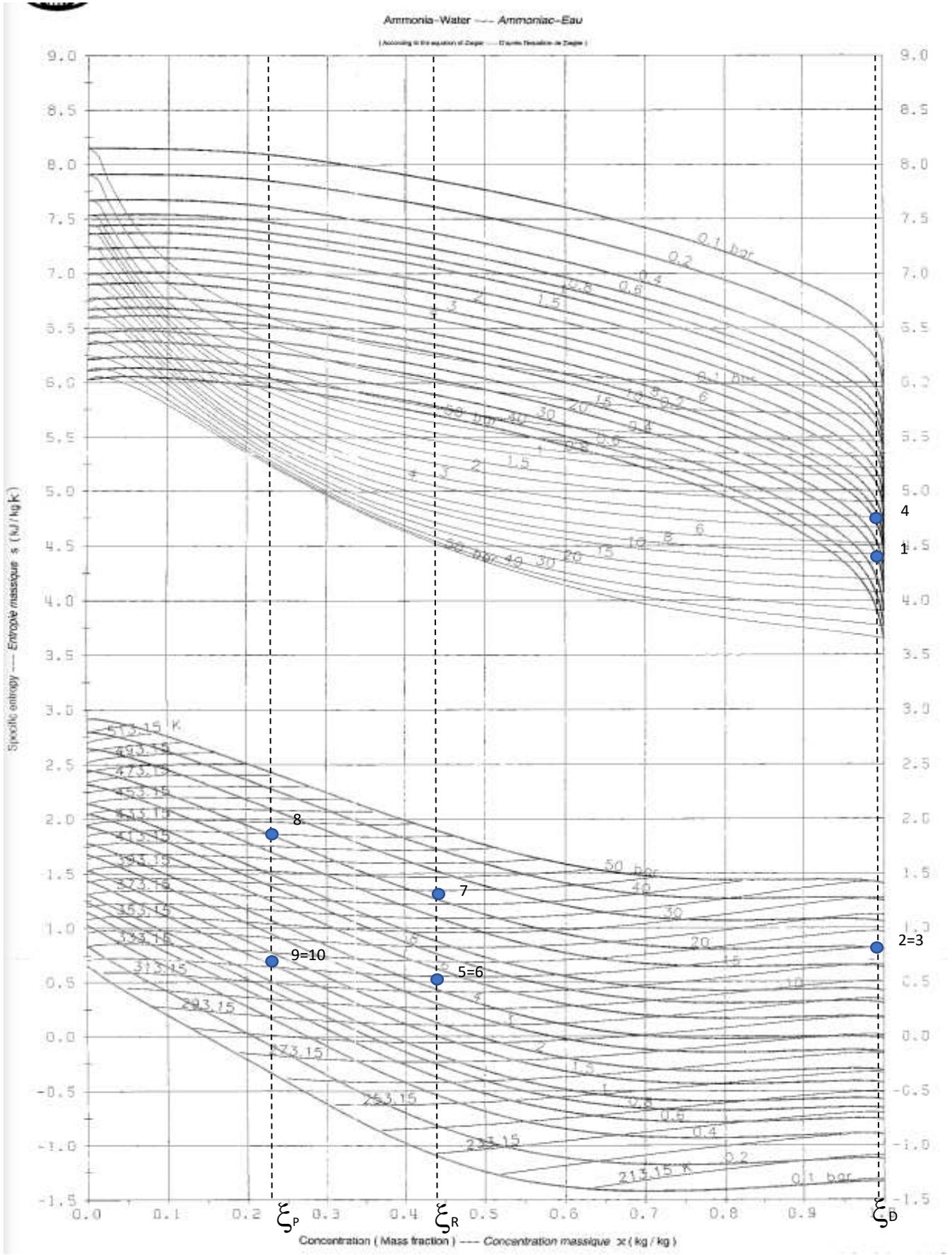


Figura 135: Rappresentazione dei capisaldi del ciclo

L'efficienza legata al secondo principio è pari a:

$$\eta_{\Pi} = \varepsilon \cdot \frac{\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_o}}{\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_B}} = 0.15 \quad (50)$$

Facendo variare la temperatura della sorgente calda si può affermare che:

- L'efficienza del ciclo cresce all'aumentare di T_B
- All'aumentare di T_B , $\frac{1}{T_B}$ decresce e la differenza al denominatore della formula aumenta

Il rendimento di secondo principio diminuisce al crescere della temperatura dei gas di scarico.

5.7. RISULTATI

PUNTI	p		T		h	s	x	ξ	Stato
	bar	°C	K	kJ/kg	kJ/(kg K)				
1	20	80	353.15	1410	4.4	1	0.99	Vapore saturo	
2	20	45	318.15	202	0.85	0	0.99	Liquido sottoraffreddato	
3	6	10	283.15	202	0.80	0.124	0.99	Bifase	
4	6	15	288.15	1260	4.7	0.973	0.99	Bifase	
5	6	45	318.15	-50	0.49	0	0.44	Liquido sottoraffreddato	
6	20	45	318.15	-50	0.51	0	0.44	Liquido sottoraffreddato	
7	20	110	383.15	261	1.37	0.040	0.44	Bifase	
8	20	150	423.15	495	1.87	0	0.23	Liquido saturo	
9	20	52	325.15	65	0.72	0	0.23	Liquido sottoraffreddato	
10	6	52	325.15	65	0.75	0	0.23	Liquido sottoraffreddato	

Tabella 10: Risultati ottenuti dal calcolo dei capisaldi

	q [kJ/kg]	\dot{Q} [kW]
Condensatore	1208	4.57
Evaporatore	1058	4
Assorbitore	1611	6.09
Scambiatore rigenerativo	1126	3.08
Deflammatore	108	0.40
Generatore-Separatore	1869	7.06

Tabella 11: Potenze termiche scambiate e calori per unità di massa

PERDITE [kW]	
Condensatore	0.88
Valvola 1	0.36
Valvola 2	0.09
Evaporatore	0.38
Assorbitore	0.26
Scambiatore rigenerativo	0.12
Generatore-Separatore	0.56
TOT	2.66

Tabella 12: Perdite exergetiche

5.7.1. CONFRONTO DEI RISULTATI VARIANDO LA TEMPERATURA AMBIENTE, LA TEMPERATURA DELLA SORGENTE CALDA E LA POTENZA ALL'EVAPORATORE

I risultati ottenuti nelle sezioni precedenti del capitolo avevano come dato di progetto una temperatura ambiente pari a 40 °C. Si è pensato di variare questo valore e di vedere come vengono influenzate le potenze scambiate dai componenti principale e le efficienze del sistema e del secondo principio.

Si sono considerate una temperatura ambiente di 28 °C e una di 34 °C.

Al diminuire della temperatura ambiente si ha una diminuzione dell'alta pressione del ciclo e delle potenze scambiate in tutti i componenti considerati: nel generatore si ha una differenza di circa 800 W, nell'assorbitore di circa 400 W e nel condensatore di 200 W. La diminuzione della potenza del

generatore è influenzata dal fatto che a pressioni minori è necessario meno calore per far evaporare la soluzione e produrre ammoniacca; la sua diminuzione fa sì che anche la potenza scambiata all'assorbitore sia inferiore per mantenere l'equilibrio energetico. Inoltre, la variazione di potenza al generatore causa un aumento delle prestazioni del ciclo al diminuire della temperatura ambiente, mentre si ha una diminuzione dell'efficienza del secondo principio. Infine, si è verificata la temperatura della soluzione in uscita al generatore al diminuire della temperatura ambiente, anche questa si riduce ma non eccessivamente perché la temperatura dei gas di scarico è stata mantenuta costante. La riduzione della temperatura al generatore comporta un minor rigetto di potenza in ambiente. La temperatura in uscita al condensatore e all'evaporatore non vengono mostrate nel grafico perché la prima ha una diminuzione proporzionale alla diminuzione della temperatura ambiente e la seconda rimane costante non essendo influenzata dal parametro fatto variare.

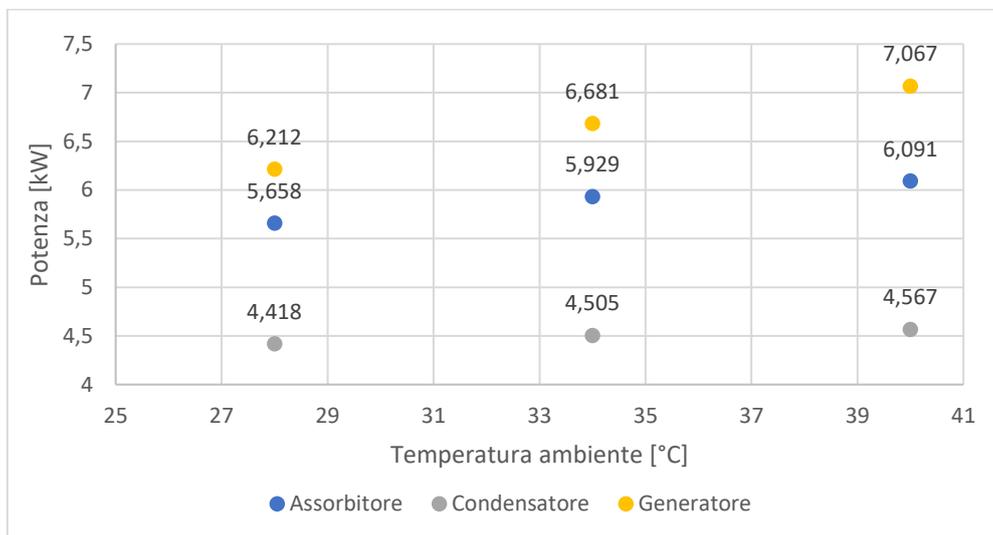


Figura 136: Potenze scambiate al variare della temperatura ambiente

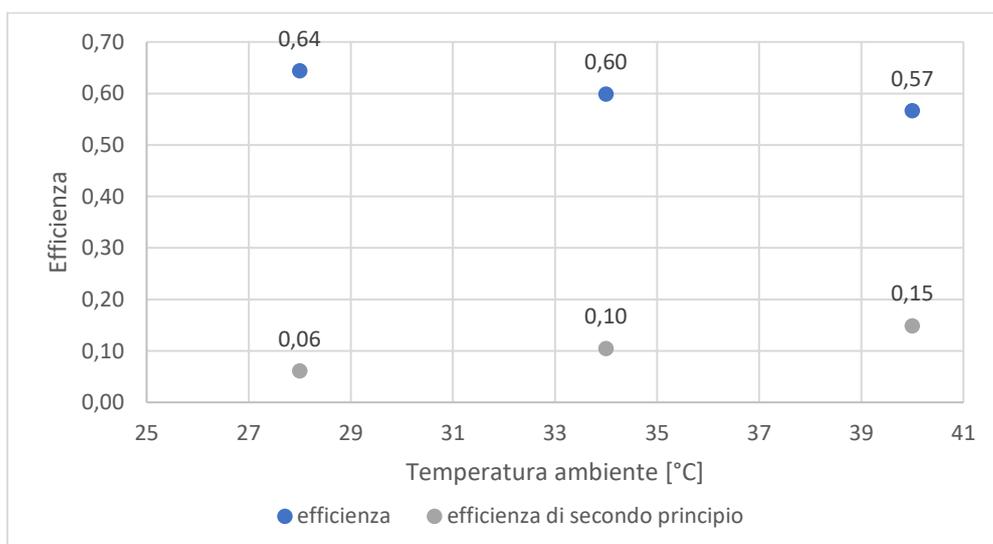


Figura 137: Efficienze al variare della temperatura ambiente

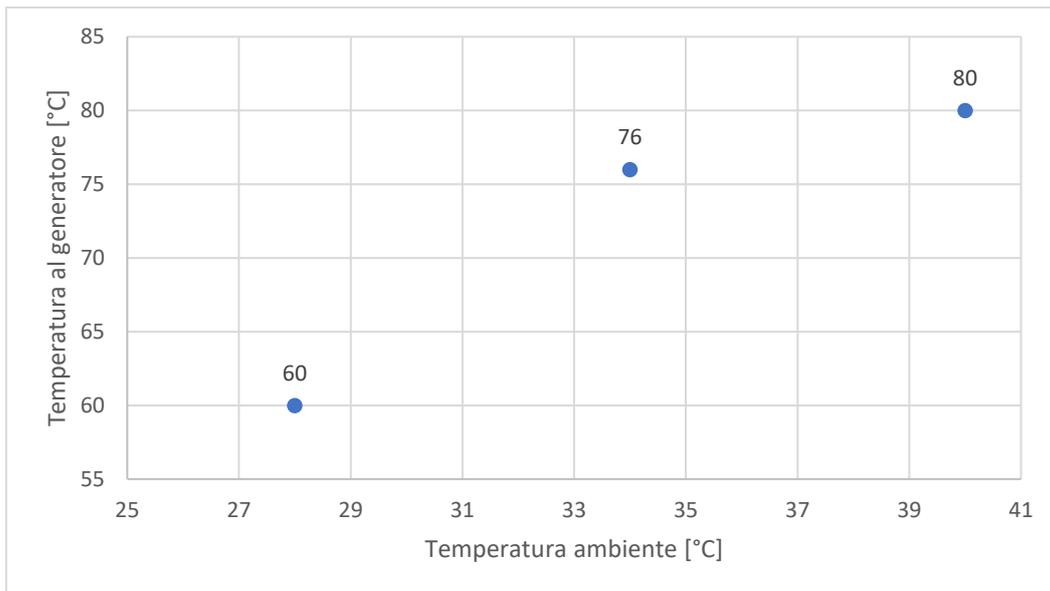


Figura 138: Temperature all'uscita del generatore al variare della temperatura ambiente

All'aumentare della temperatura della sorgente calda si è osservato una diminuzione della concentrazione povera di ammoniacca, ciò ha causato la diminuzione del rapporto di circolazione e delle portate di soluzione ricca e povera.

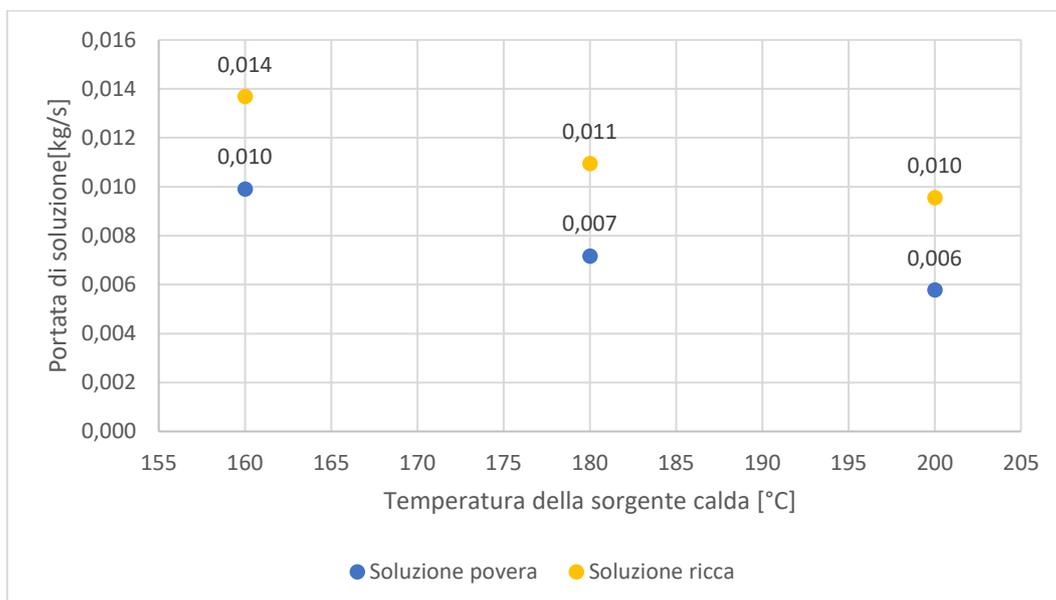


Figura 139: Variazione delle portate di soluzione ricca e povera al variare della temperatura della sorgente calda ($T=160^{\circ}\text{C}$, $T=180^{\circ}\text{C}$, $T=200^{\circ}\text{C}$)

La diminuzione delle portate e del rapporto di circolazione al variare della temperatura della sorgente calda porta all'aumento delle potenze scambiate e ad una diminuzione dell'efficienza. La variazione di questi parametri, però, è minima.

Infine, si è variata la potenza all'evaporatore per verificare gli andamenti delle varie potenze. Le potenze aumentano all'aumentare della potenza all'evaporatore, così come la portata distillata, dato

che è direttamente proporzionale ad essa. In particolare, vengono mostrati i valori ottenuti per il generatore perché indicano il calore che deve essere fornito al sistema per essere attivato.

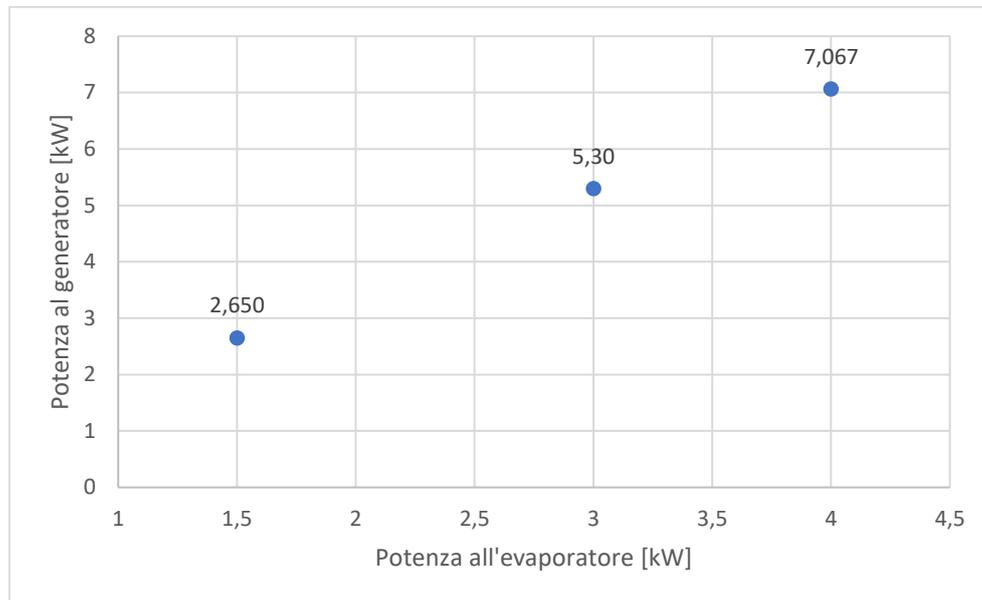


Figura 140: Variazione della potenza al generatore al variare della potenza all'evaporatore (sono state considerate potenze pari a 1.5, 3 e 4 kW)

Poiché l'efficienza è il rapporto tra il calore all'evaporatore e quello al generatore, e queste aumenta in modo proporzionale, rimane invariata.

6. CONCLUSIONI

Lo studio ha avuto come obiettivo quello di dimostrare la fattibilità di un sistema ad assorbimento o ad adsorbimento installato su un veicolo di grandi dimensioni, ad esempio un autocarro, ed alimentato dal calore dei gas di scarico del medesimo mezzo al fine di condizionare la cabina e/o refrigerare il vano, di ridurre i consumi di carburante e le emissioni.

Facendo riferimento alla letteratura sono stati analizzati diversi prototipi basati sui sistemi ad adsorbimento che risultano essere più stabili rispetto ai VAR per la presenza di adsorbitori a letto solido, ma occupano più spazio rispetto ai sistemi ad assorbimento e non raggiungono temperature sotto gli 0 °C. Ciò rende i sistemi ad adsorbimento utilizzabili, una volta risolto il problema fondamentale dello spazio, unicamente per il condizionamento in cabina e non per la refrigerazione del vano frigo. Queste considerazioni hanno portato la maggior parte degli studi a focalizzarsi sui sistemi ad assorbimento. Le ricerche su questi sistemi si concentrano maggiormente sulla modellazione dell'impianto o sulla riduzione delle dimensioni di alcuni dei componenti principali e maggiormente ingombranti. Si è notato che il sistema, alimentato dal calore dei gas di scarico, è un'alternativa ai sistemi a compressione di vapore molto promettente dato che già da una prima analisi, si è visto che elimina il problema del rumore e riduce notevolmente le emissioni in atmosfera. La modellazione effettuata per questo elaborato conferma e dimostra che a livello energetico è possibile far funzionare un impianto VAR alimentato dal calore dei gas di scarico per una potenza di 4 kW, fornendo al generatore una potenza pari a 7.06 kW, ottenibile appunto dal calore di scarto. Nonostante gli ottimi risultati, solo da questa analisi non è possibile capire se l'impianto può essere installato all'interno di un autocarro e se funzioni adeguatamente. La modellazione dovrebbe essere ampliata dimensionando componente per componente, specificando le caratteristiche geometriche, dimensionali e funzionali. In seguito, si dovrebbe progettare un prototipo adatto alle dimensioni disponibili nel veicolo.

La progettazione di prototipi, rispetto a tutte le ricerche teoriche effettuate, è stata veramente ridotta: solo alcuni gruppi di ricerca hanno implementato la modellazione su un prototipo, ma solo un gruppo è riuscito ad applicarlo praticamente su un camion (Koehler, paragrafo 'prototipo 1') ottenendo però, delle prestazioni molto basse. Tutti gli altri sono stati testati in banchi di prova in laboratorio e pensati con unità refrigeranti già esistenti in commercio e troppo grandi per questo tipo di installazione. L'applicazione del prototipo sul veicolo è importante per testare le reali prestazioni del sistema, per effettuare test dinamici e per individuare le condizioni più critiche a cui potrebbe essere sottoposto l'impianto. Importante potrebbe essere la ricerca di differenti coppie di lavoro, dato che gli studi si sono concentrati solo sulle coppie $H_2O - NH_3$ e $LiBr - H_2O$ perché maggiormente conosciute e studiate. Si potrebbe inoltre integrare il sistema con un accumulo di energia da usare nel caso in cui

il calore fornito dai gas di scarico non fosse sufficiente ad attivare l'impianto o se il veicolo fosse fermo. Interessanti sono risultati gli studi effettuati sull'alimentazione dei sistemi VAR attraverso l'energia solare o le SOFC, che riescono a fornire non solo energia termica ma anche elettrica, sebbene gli studi debbano essere ancora ampliati.

Concludendo, l'impianto VAR, alimentato da una fonte di calore alternativa, non può essere installato in un veicolo e non riuscirebbe a competere con il sistema VCR attualmente in uso, ma grazie alla ricerca potrebbe diventare un valido sostituto.

SIMBOLI E ACRONIMI

ACRONIMI		
AMR	Active Magnetic Regenerative	Rigenerazione Magnetica Attiva
APU	Auxiliary Power Unit	Unità di Potenza Ausiliaria
CFC		Clorofluorocarburi
COP	Coefficient of Performance	Coefficiente di Prestazione
CTC	Combined thermal cycles	Cicli Termici Combinati
CV		Cavalli
DAR	Diffusion-Absorption Refrigeration	Refrigerazione ad assorbimento a diffusione
DMAC		Dimetilacetammide
EMF	Exhaust Mass Flow rate	Portata Massica dei Gas di Scarico
GWP	Global warming potential	Potenziale di riscaldamento globale
HCFC		Idroclorofluorocarburi
LPM	Mass Flow-rate of Hot Source	Portata Massica della Sorgente Calda
LSHX	Liquid-suction Heat Exchanger	Scambiatore di calore ad aspirazione di liquido
ORC	Organic Rankine Cycle	Ciclo Rankine Organico
RPM	Revolutions Per Minute	Giri al Minuto
SCP	Specific Cooling Power	Potenza Specifica di Raffreddamento
SOFC	Solid Oxide Fuel Cell	Celle a Combustibile a Ossido Solido
TEG	Thermo Electric Generators	Generatori Termoelettrici
TR	Ton of Refrigeration	Tonnellate di Refrigerazione
VAbR	Vapour Absorption Refrigeration	Refrigerazione ad Assorbimento di Vapore
VAdR	Vapour Adsorption Refrigeration	Refrigerazione ad Adsorbimento di Vapore
VCR	Vapour Compression Refrigeration	Refrigerazione a Compressione di Vapore

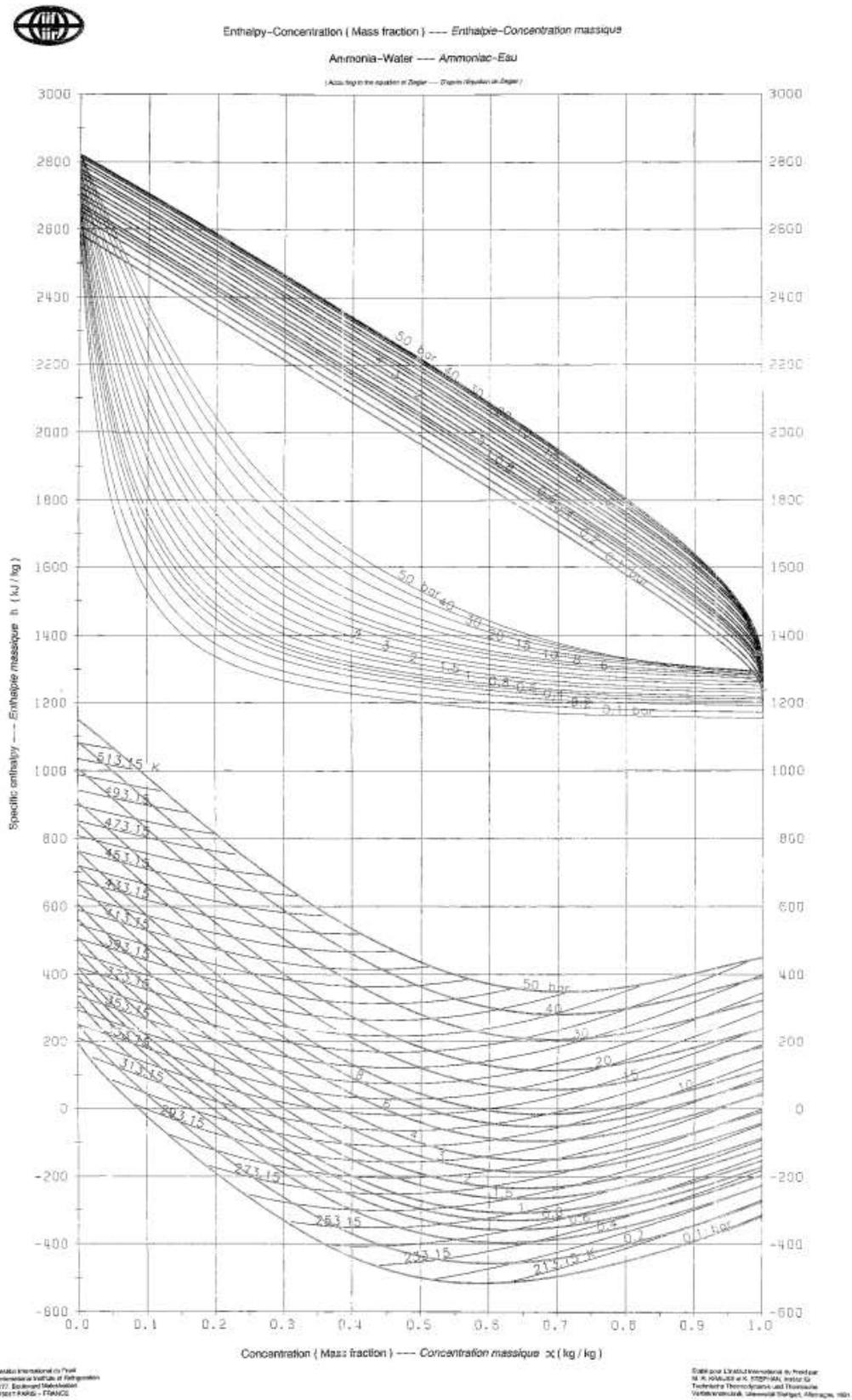
Tabella 13: Acronimi

SIMBOLI		PEDICI	
p	Pressione [bar]	A	Assorbitore
T	Temperatura assoluta [K]	a	Aria
ξ	Concentrazioni in massa	B	Sorgente calda
l	Lavoro specifico [J/kg]	D	Miscela distillata
\dot{Q}	Potenza termica [W]	g	Generatore
η	Rendimento	H	Condensatore
h	Entalpia specifica [J/kg]	in	In ingresso
q	Calore per unità di massa [J/kg]	L	Liquido
S	Irraggiamento solare [W/m ²]	L	Evaporatore/Cella
N	Numero di piatti	max	Massimo
ϵ	Efficienza	min	Minimo
t	Temperatura in Celsius [°C]	o	ambiente
m	Portata massica [kg/s]	out	In uscita
s	Entropia specifica [J/(kgK)]	P	Miscela povera
v	Volume specifico [m ³ /kg]	r	Lato raffreddati
x	Titolo di vapore	R	Miscela ricca
A	Area totale [m ²]	ref	Riferimento
\dot{W}	Perdite exergetiche [W]	SR	Scambiatore rigenerativo
f	Rapporto di circolazione	V	Vapore

Tabella 14: Simboli e Pedici

ALLEGATI

1) Diagramma entalpia-concentrazione per la miscela $H_2O - NH_3$



3) Tabella in cui vengono mostrati i dettagli dei componenti usati nei prototipi sperimentali [48]

VARS components	Koehler et al. [15]	Hortuz et al. [23]	Manzela et al. [25]	Khaled et al. [5]	Hilali [27]	Talom and Beyne [6]	Sohail Bux and Tiwari [28]	Boatto et al. [17,29]	Kaewpradub et al. [31]	Hilali and Soyilemez [30]
Desorber	Plate fin	Closed steel cylinder with provisions for side heating from a natural gas burner and lower part being finned	Not specified	Shell and tube	Shell & tube	Not explicitly specified but absorption chiller model and manufacturer was given. Robur ACF-3600	Plate heat exchanger	Plate heat exchanger	Spiral fin-and-tube heat exchanger	Shell and tube heat exchanger
Rectifier	Column filled with stainless steel pall rings	Coil in coil type	Not specified	Not specified	Not used		Not specified	Not used	Not used	Not used
Absorber	Fin and tube & air cooled	Plate & fin type with air cooling	Not specified	Not specified	Car radiator with aluminium tubes and fins & air cooled		Not specified	Finned tubes & air cooled.	Shell and coil heat exchanger	Finned type heat exchanger
Condenser	Fin and tube & air cooled	Plate & fin type with air cooling	Not specified	Not specified	Aluminium finned tube & air cooled		Not specified	Finned tube & air cooled	Shell and coil heat exchanger	Finned type heat exchanger
Evaporator	Fin and tube, with steel tubes and aluminium fins	Coiled tube type with ethylene glycol sprayed over it	Not specified	Not specified	Aluminium finned tube & air cooled		Not specified	Finned tube & air cooled	Shell and coil heat exchanger	Finned type heat exchanger
Solution Heat Exchanger	Plate fin made of stainless steel	Not used	Not specified	Not specified	Brazed plate heat exchanger		Not specified	Not specified	Not used	Plate heat exchanger
Refrigerant Heat Exchanger	Plate fin made of aluminium	Concentric tube in tube design	Not specified	Not specified	Not used		Not specified	Not specified	Not used	Not used
Mixing vessel	Column filled with pall rings	Not used	Not used	Not specified	Stainless steel column		Not used	Not specified	Not used	Not used
Sub cooler	Fin and tube & air cooled	Not used	Not used	Not used	Not used		Not used	Not specified	Not used	Not used
Solution cooled absorber	Not used	Simple pot with a coil inside	Not used	Not used	Not used		Not used	Not specified	Not used	Not used

4) Tabella riassuntiva sugli studi effettuati sugli impianti di refrigerazione ad assorbimento azionati dal calore dei gas di scarico [48]

Research group	Nature of work	Working pair	VARs unit details/Application	Main focus points	Practical application on vehicle	Type of vehicle focused
Koehler et al. [15]	Experimental	NH ₃ -H ₂ O	Complete unit/Refrigeration	Design of VARs components, coupling of engine exhaust with VARs, performance of VARs	Yes	Trucks
Horuz [23]	Experimental	NH ₃ -H ₂ O	Complete unit/Refrigeration	Integration of engine and VARs, effect on engine performance due to coupling with VARs	No	Trucks
Manzela et al. [25]	Experimental	NH ₃ -H ₂ O	Complete unit/Refrigeration	Experimental integration of engine with commercially available VARs	No	Not specified
Khaled [26]	Experimental	NH ₃ -H ₂ O	Only desorber/air conditioning	Desorber design for automobile air conditioning	No	Not specified
Khaled et al. [5]	Experimental	NH ₃ -H ₂ O	Complete unit/air conditioning	Prototype construction and study, Linkage of COP to other parameters	No	Not specified
Ismail Hilali [27]	Experimental	H ₂ O-LiBr	Complete unit/air conditioning	Design of VARs components, coupling of engine exhaust with VARs, performance of VARs	Yes*	Trucks
Talom and Beyene [6]	Experimental	NH ₃ -H ₂ O	Complete unit/refrigeration or air conditioning	Integration of engine and VARs and system operation at part load and full load conditions	No	Not specified
Bux and Tiwari [28]	Experimental	H ₂ O-LiBr	Only desorber unit/air conditioning	Integration of diesel engine with plate heat exchanger desorber, engine performance study	No	Not specified
Boatto et al. [17,29]	Experimental	H ₂ O-LiBr	Complete unit/air conditioning	Engine performance characteristics, component layout on the vehicle	Yes	Passenger vehicle
Aly et al. [32]	Experimental	NH ₃ -H ₂ O	Diffusion Absorption Refrigerator (DAR)	Evaluate domestic DAR's performance when coupled to engine exhaust, study engine operating characteristics, control	No	Not specified
Rego et al. [33]	Experimental	NH ₃ -H ₂ O	Diffusion Absorption Refrigerator (DAR)	Coupling of engine exhaust with desorber, control of exhaust gas flow	No	Not specified
Lin et al. [34]	Experimental	NH ₃ -H ₂ O	Diffusion Absorption Refrigerator (DAR)	Performance of DAR when coupled to engine exhaust	No	Not specified
Fernandez-Seara et al. [35]	Modelling	NH ₃ -H ₂ O	Only desorber/Refrigeration	Heat recovery and desorber integration with trawler engine	No	Fishing trawlers
Talbi and Agnew [19]	Modelling	Not specified	Complete unit/Refrigeration	Heat recovery, availability of heat for VARs and also for engine pre-cooler and inter-cooler	No	Not specified
Keinath et al. [20]	Modelling	NH ₃ -H ₂ O	Complete unit/air conditioning	Optimising operating conditions of the VARs, design of control system and modelling for small scale 2 kW cooling system	No	Not specified
Ramanathan and Gunasekaran [21]	Simulation	LiBr-H ₂ O	Complete unit/air conditioning	Use of engine exhaust heat to power VARs, specific consideration during engine idling	No	Mid-sized passenger car
Vicatos et al. [22]	Theoretical analysis	NH ₃ -H ₂ O	Complete unit/air conditioning	Theoretical design of VARs components for automobile air conditioning system, verification of theoretical design with laboratory and road tests	Yes*	Mini truck
Javani et al. [8]	Thermodynamic analysis	LiBr-H ₂ O	Complete unit/air conditioning	Air conditioning system based on VARs, comparison of thermal energy transfer from engine exhaust and cooling fluid used for battery cooling	No	Hybrid electric vehicles and pure electric vehicles
Sarabchi et al. [37]	Modelling	NH ₃ -H ₂ O	Complete unit/Refrigeration	Coupling of Homogenous Charge Compression Ignition engine with AWCC, Exergy analysis	No	Not specified
Shah Alam [38]	Modelling	NH ₃ -H ₂ O	Complete unit/air conditioning	Integration of engine exhaust with three fluid vapour absorption system, availability of heat with throttle valve opening	No	Cars
Ouahda and El-Gotni [39]	Thermodynamic study	NH ₃ -H ₂ O	Complete unit/refrigeration and air conditioning	Integration of marine diesel engine with VARs, performance characteristics of VARs	No	Not specified
Mostafaei [14,40]	Thermodynamic analysis	Not specified	Complete unit/air conditioning	Thermodynamic analysis of supercharged and naturally aspirated diesel engine with VARs, engine performance maps	No	Not specified

* Intended for truck applications but installation on truck not carried out; # laboratory prototype developed.

RINGRAZIAMENTI

Alla fine di questo percorso vorrei ringraziare la mia famiglia per avermi sempre supportata e incoraggiata nei momenti più difficili.

Ringrazio il Politecnico di Torino per la formazione e la crescita personale che mi ha fornito in questi anni e i Professori Marco Masoero, Umberto Lucia e Giulia Grisolia per avermi seguito e guidato in questo progetto.

BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA

- [1] S. D. Thakre, P. D. Malwe, R. L. Raut e A. A. Gawali, «COOLING OF A TRUCK CABIN BY VAPOUR ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM USING ENGINE EXHAUST,» *International Journal of Research in Engineering and Technology*, vol. 03, n. 05, p. 7, 2014.
- [2] W. I. A. Aly, M. Abdo, G. Bedair e A. E. Hassaneen, «Thermal performance of a diffusion absorption refrigeration system,» *Applied Thermal Engineering*, n. 114, pp. 621-630, 2017.
- [3] A. G. A. Neera Jain, «Thermodynamics-Based Optimization and Control of Vapor-Compression Cycle Operation: Optimization Criteria,» *American control conference*, pp. 1352-1357, 2011.
- [4] G. Cammarata, *Termodinamica applicata*, 2016.
- [5] [Online]. Available: https://it.qaz.wiki/wiki/Vapor-compression_refrigeration#:~:text=La%20refrigerazione%20a%20compressione%20di,climatizzazione%20di%20edifici%20e%20automobili.. [Consultato il giorno 05 02 2021].
- [6] I. Horuz, «An Alternative Road Transport Refrigeration,» *Tr. J. of Engineering and Environmental Science*, n. 22, pp. 211-222, 1998.
- [7] F. Laudet, «Truck with a Refrigerated Compartment,» *United States Patent Application Publication*, n. US 2013/0247605 A1, p. 11, 2013.
- [8] [Online]. Available: <http://www.furgonefrigo.it/faq/piastre-eutettiche/#:~:text=Una%20piastra%20eutettica%20%C3%A8%20costituita,rame%20che%20funge%20da%20evaporatore.&text=Generalmente%20di%20notte%20la%20piastra,la%20serpentina%20tansiti%20del%20refrigerante..> [Consultato il giorno 05 02 2021].
- [9] A. K. B. Rao Mukheshwar Yadav, «Availability analysis in the exhaust of multi cylinder gasoline engine,» *IAETSD JOURNAL FOR ADVANCED RESEARCH IN APPLIED SCIENCES*, vol. 5, n. 2, 2018.
- [10] H. L. Talom e A. Beyene, «Heat recovery from automotive engine,» *Applied Thermal Engineering*, n. 29, pp. 439-444, 2009.
- [11] P. Srihirin, S. Aphornratana e S. Chungpaibulpatana, «A review of absorption refrigeration,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n. 5, p. 343–372, 2001.
- [12] C. Boccaletti. [Online]. Available: <https://iris.uniroma1.it/retrieve/handle/11573/916906/325614/BoccalettiChiara161.pdf>. [Consultato il giorno 25 10 2020].
- [13] A. Altamirano, B. Stutz e N. Le Pierrès, «Review of small-capacity single-stage continuous absorption systems operating on binary working fluids for cooling: Compact exchanger technologies,» *International Journal of Refrigeration*, n. 114, pp. 118-147, 2020.
- [14] A. Altamirano, B. Stutz e N. Le Pierrès, «Review of small-capacity single-stage continuous absorption systems,» *International Journal of Refrigeration operating on binary working fluids for cooling: Compact exchanger technologies*, n. 114, pp. 118-147, 2020.

- [15] M. Mortazavi, R. Nasr Isfahani, S. Bigam e S. Moghaddam, «Absorption characteristics of falling film LiBr (lithium bromide) solution over a finned structure,» *Energy*, n. 87, pp. 270-278, 2015.
- [16] B. Michel, N. Le Pierrès e B. Stutz, «Performances of grooved plates falling film absorber,» *Energy*, n. 138, pp. 103-117, 2017.
- [17] K. Kwon e S. Jeong, «Effect of vapor flow on the falling-film heat and mass transfer of the ammonia/water absorber,» *International Journal of Refrigeration*, Vol. %1 di %2955-964, p. 27, 2004.
- [18] J. Ibarra-Bahena e R. J. Romero, «Performance of Different Experimental Absorber Designs in Absorption Heat Pump Cycle Technologies: A Review,» *Energies*, vol. 7, n. 751-766, p. 17, 2014.
- [19] J. Cerezo, M. Bourouis, M. Vallès, A. Coronas e R. Best, «Experimental study of an ammonia–water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines,» *Applied Thermal Engineering*, Vol. %1 di %21005-1011, p. 29, 2009.
- [20] J. Cerezo, R. Best, J. J. Chan, R. J. Romero, J. I. Hernandez e F. Lara, «A Theoretical-Experimental Comparison of an Improved Ammonia-Water Bubble Absorber by Means of a Helical Static Mixer,» *Energies*, vol. 11, n. 56, p. 14, 2018.
- [21] J. Chen, H. Chang e S.-R. Chen, «Simulation study of a hybrid absorbereheat exchanger using hollow fiber membrane module for the ammoniaewater absorption cycle,» *International Journal of Refrigeration*, Vol. %1 di %21043-1052, p. 29, 2006.
- [22] «chimica-online,» [Online]. Available: <https://www.chimica-ola.colonline.it/download/colonna-distillazione.htm>. [Consultato il giorno 15 11 2020].
- [23] «manualihoepli,» [Online]. Available: <https://www.manualihoepli.it/media/doc/pr201.pdf>. [Consultato il giorno 15 11 2020].
- [24] «manualihoepli,» [Online]. Available: <https://manualihoepli.it/media/doc/pr202.pdf>. [Consultato il giorno 07 02 2021].
- [25] C. M. Joppolo, C. Leone e L. Molinaroli. [Online]. Available: http://www.recuperator.eu/Docs/Press/newsletter_0603.pdf. [Consultato il giorno 15 02 2021].
- [26] [Online]. Available: http://wwwdata.unibg.it/dati/corsi/8609/17600-Cap_4.pdf. [Consultato il giorno 15 02 2021].
- [27] «Comet,» [Online]. Available: <https://blog.comet-spa.com/pompe-a-membrana/sistemi-pompanti>. [Consultato il giorno 15 02 2021].
- [28] J. Koehler, W. J. Tegethoff, D. Westphalen e M. Sonnekalb, «Absorption refrigeration system for mobile applications utilizing exhaust gases,» *Heat and Mass Transfer*, Vol. %1 di %2333-340, p. 32, 1997.
- [29] I. Horuz e T. M. Callander, «Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system,» *International Journal of Refrigeration*, n. 27, pp. 10-16, 2004.

- [30] A. A. Manzela, S. M. Hanriot, L. Cabezas-Gómez e J. R. Sodr , «Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system,» *Applied Energy*, n. 87, pp. 1141-1148, 2010.
- [31] K. S. AlQdah, «Performance and Evaluation of Aqua Ammonia Auto Air Conditioner System Using Exhaust Waste Energy,» *Energy Procedia*, n. 6, pp. 467-476, 2011.
- [32] K. AlQdah, S. Alsaqoor e A. Al-Jarrah, «Design and Fabrication of Auto Air Conditioner Generator Utilizing Exhaust Waste Energy from a Diesel Engine,» *Int. J. of Thermal & Environmental Engineering*, vol. 3, n. 2, pp. 87-93, 2011.
- [33] J. Li, K. Liu, X. Han, C. Zhang, L. Yin e X. Kong, «Dynamic simulation and experimental verification on absorption refrigeration driven by vehicle waste heat,» *International Journal o Energy Research*, n. 44, pp. 5287-5304, 2020.
- [34] H. Tiwari e D. G. V. Parishwad, «Adsorption Refrigeration System for Cabin Cooling of Trucks,» *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, vol. 2, n. 10, 2012.
- [35] B. C. Behede e D. U. S. Wankhede, «Development of Adsorption Cooling System for Vehicle Air Conditioning,» 2017.
- [36] M. Verde, L. Cort s, J. M. Corber n, A. Sapienza, S. Vasta e G. Restuccia, «Modelling of an adsorption system driven by engine waste heat for truck cabin a/c. Performance estimation for a standard driving cycle,» *Applied Thermal Engineering*, n. 30, 2010.
- [37] Z.-J. Chien, H.-P. Cho, C.-S. Jwo, C.-C. Chien, S.-L. Chen e Y.-L. Chen, «Experimental Investigation on an Absorption Refrigerator Driven by Solar Cells,» *International Journal of Photoenergy*, p. 6, 2013.
- [38] B. Kundu, P. K. Mondal, S. P. Datta e S. Wongwises, «Operating design conditions of a solar-powered vapor absorption cooling system with an absorber plate having different profiles: An analytical study,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, n. 37, pp. 1238-1245, 2010.
- [39] V. Venkataraman, A. W. Pacek e R. Steinberger-Wilckens, «Coupling of a solid oxide fuel cell auxiliary power unit with a vapour absorption refrigeration system for refrigerated truck application,» *FUEL CELLS*, n. 3, pp. 273-293, 2016.
- [40] P. Boatto, C. Boccaletti, G. Cerri e C. Malvicino, «Internal combustion engine waste heat potential for an automotive absorption system of air conditioning. Part 1: tests on the exhaust system of a spark-ignition engine,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of automobile Engineering* 214, pp. 979-982, 2000.
- [41] P. Boatto, C. Boccaletti, G. Cerri e C. Malvicino, «Internal combustion engine waste heat potential for an automotive absorption system of air conditioning. Part 2: the automotive absorption system,» *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D: J. Automobile Eng.* 214, p. 983–989, 2000.
- [42] M. A. Staedter e S. Garimella, «Development of a micro-scale heat exchanger based, residential capacity ammonia–water absorption chiller,» *International Journal of Refrigeration*, n. 89, pp. 93-103, 2018.
- [43] A. K. Nagavarapu e S. Garimella, «Design of microscale heat and mass exchangers for absorption space conditioning application,» *J. Thermal Sci. Eng. Appl.*, n. 3, 2011.

- [44] Y. Zhong, «Size Reduction of an Engine Waste-Heat Driven Air-Conditioner for Passenger Cars and Light-Duty Trucks,» *Energy Procedia* , n. 14, pp. 351-357, 2012.
- [45] J. Ferná'ndez-Seara, J. Sieres e M. Vázquez, «Distillation column configurations in ammonia–water absorption refrigeration systems,» *International Journal of Refrigeration*, n. 26, pp. 28-34, 2003.
- [46] J. Fernandez-Seara e J. Sieres, «The importance of the ammonia purification process in ammonia–water absorption systems,» *Energy Conversion and Management*, n. 47, pp. 1975-1987, 2006.
- [47] A. T. Rêgo, S. M. Hanriot, A. F. Oliveira, P. Brito e T. F. Rêgo, «Automotive exhaust gas flow control for an ammonia-water absorption refrigeration system,» *Applied Thermal Engineering*, n. 64, pp. 101-107, 2014.
- [48] V. Venkataraman, A. El-Kharouf, B. Pandya, E. Amakiri e R. Steinberger-Wilckens, «Coupling of engine exhaust and fuel cell exhaust with vapour absorption refrigeration/air conditioning systems for transport applications: A review,» *Thermal Science and Engineering Progress*, n. 18, 2020.
- [49] D. H. Tiwari, «Investigation of Adsorption based Air-condition System Committed for Colling of Truck Compartment,» *International Journal of Research in Advent Technology*, vol. 7, n. 8, 2019.