

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA
CON SEDE A FORLI'

CORSO DI LAUREA TRIENNALE
IN INGEGNERIA MECCANICA
CLASSE 10

ELABORATO FINALE DI LAUREA
in
DISEGNO TECNICO ASSISTITO DAL CALCOLATORE

**STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DI UN
SISTEMA DI RIGENERAZIONE PER
POMPE DI CALORE AD ALTA
EFFICIENZA**

CANDIDATO

Valmori Enrico

RELATORE

***Prof. Ing.
Luca Piancastelli***

Anno Accademico 2014/2015

Sessione III

Dedico questo lavoro a me stesso.

*“Fin da piccolo pensavo
che la brina fosse polvere magica
che il vento regalava all’inverno
per renderlo più bello,
dolce e meraviglioso.
Quando quella polvere magica
copre ogni cosa so che la natura
non lascia nulla al caso.”*

Stephen Littleword

Indice

Introduzionepag. 6

Capitolo 1

- 1.1 Cenni storicipag. 7
- 1.2 Condizionatore e climatizzatore.....pag. 9
- 1.3 Normative.....pag. 10

Capitolo 2

- 2.1 Aspetti costruttivi, tipologie e funzionalità.....pag. 11
- 2.2 Descrizione componenti della macchina.....pag. 13
- 2.3 Fluido termovettore.....pag. 17

Capitolo 3

- 3.1 Nozioni teoriche..... pag. 21
- 3.2 Il ciclo frigorifero.....pag. 26
- 3.3 La pompa di calore.....pag. 30
- 3.4 Formazione di brina e defrosting.....pag. 33
- 3.5 Individuazione timing e metodologie di defrosting.....pag. 37

Capitolo 4

- 4.1 Scelta della macchina.....pag. 39
- 4.2 Prototipo e principio di funzionamento.....pag. 41
- 4.3 Condotta di ripresa e perdite di carico.....pag. 52

Capitolo 5

- 5.1 Parametri e diagrammi termici.....pag. 55
- 5.2 Ciclo ideale e ciclo reale..... pag. 58
- 5.3 Calcolo del lavoro del ciclo.....pag. 62
- 5.4 Efficienza.....pag. 67

Conclusioni.....pag. 68

Bibliografia e applicativi.....pag. 69

INTRODUZIONE

Il presente lavoro è dedicato allo studio di un sistema innovativo di sbrinamento per pompe di calore ad alta efficienza per uso civile.

La trattazione si pone come obiettivo, non solo il calcolo del lavoro del ciclo termodinamico relativo alla macchina, sia in condizioni reali che ideali, quanto più quello di descrivere il sistema di recupero e riutilizzo di aria calda di un ambiente interno, allo scopo di ottimizzare il rendimento di una pompa di calore durante il funzionamento invernale a temperature interne massime consentite dallo standard nazionale.

La sistematica dello scritto cerca di seguire un ordine ben preciso. L'esame dello studio prende avvio con un excursus riguardante l'evoluzione del condizionamento, dalle origini fino ai nostri giorni, ponendo l'attenzione sulle normative che disciplinano il settore di riferimento.

L'elaborato prosegue, poi, con l'approfondimento degli aspetti costruttivi, tipologie e funzionalità di una macchina da condizionamento, descrivendone la componentistica e sottolineando le caratteristiche tecniche del fluido termovettore circolante all'interno della macchina stessa.

Nel terzo capitolo, si è deciso di focalizzare l'attenzione sulle varie fasi del ciclo frigorifero, specificando il concetto di pompa di calore e introducendo criticità in merito al fenomeno del brinamento. A tal proposito, si è cercato di mettere in evidenza le metodologie di defrosting attualmente note, come soluzione per far fronte al congelamento dell'unità esterna della pompa di calore nel periodo invernale.

Entrando più nello specifico, nel quarto capitolo, si è deciso di realizzare un'analisi di dettaglio sul prototipo del componente atto allo sbrinamento, e al suo principio di funzionamento, basato sull'effetto Venturi. Inoltre, attraverso l'elaborazione grafica del componente è stato possibile definire anche un prototipo di insieme del sistema.

Il cuore della trattazione, tuttavia, risiede nel capitolo conclusivo. Il quinto capitolo, infatti, è quello destinato al calcolo del lavoro del ciclo termodinamico reale ed ideale della macchina, nonché dei coefficienti di prestazione alle temperature di esercizio.

Capitolo 1

1.1 Cenni storici

Le prime informazioni relative al concetto di raffreddamento risalgono al 1748 in Scozia dove William Cullen, durante un esperimento, riuscì a creare una piccola quantità di ghiaccio tramite l'utilizzo di una pompa e di un contenitore con etere etilico al suo interno.

Successivamente, Benjamin Franklin e John Hadley, professore di Chimica alla Cambridge University, misero insieme le loro conoscenze ed effettuarono i primi esperimenti sul principio del raffreddamento per evaporazione. Venne dimostrato che sarebbe stato possibile portare a una temperatura inferiore agli 0°C l'acqua utilizzando alcol o etere (sostanze altamente volatili). Da qui vennero ipotizzati possibili utilizzi nel campo del raffreddamento di ambienti a temperatura elevata e di difficile vivibilità per l'uomo.

Tali concetti vennero ripresi nel 1820 da Michael Faraday, che scoprì come raffreddare l'aria tramite i cambiamenti di stato dell'ammoniaca, e del medico John Gorrie che nel 1842 utilizzò proprio le scoperte di Cullen per generare ghiaccio tramite una macchina di sua invenzione (che poi brevettò), la quale sfruttava la compressione e l'espansione dell'aria utilizzata come sistema refrigerante. Purtroppo il brevetto non venne sviluppato a causa di mancanza di fondi e tutto restò fermo fino agli inizi del XX secolo.

Nel 1911 William Carrier, ingegnere americano, riuscì a utilizzare la trasformazione dei gas, che avviene durante i passaggi di stato, per riscaldare o raffreddare la temperatura in un dato ambiente. Gli venne infatti affidato il compito di ideare un sistema che permettesse la riduzione dell'umidità dell'aria in una tipografia di Brooklyn, problematica enorme in quanto

l'eccessiva umidità impediva l'utilizzo della carta e il rallentamento della produttività degli operai.

I lavoratori della tipografia affrontavano questa problematica aprendo frequentemente le finestre al fine di movimentare le correnti d'aria; per evitare questo dispendio di tempo ed energie venne ideato da Carrier un impianto di condizionamento (molto simile a quello che si può trovare oggi in commercio) che permise di raggiungere l'obiettivo. Il progetto di Carrier venne poi successivamente sviluppato e migliorato dai suoi predecessori.

Il termine "aria condizionata" è per la prima volta coniato da Stuart W. Cramer che approfondì i progetti e gli studi effettuati sul condizionamento e sull'umidità dell'aria.

Anche se si può considerare Carrier come genio indiscusso che diede vita al concetto di condizionatore, occorre rendere merito all'industria nipponica che dagli anni '60 sta compiendo passi da gigante nel campo del condizionamento. Ad oggi, soprattutto grazie all'industria orientale, abbiamo la possibilità di scegliere tra una vasta gamma di modelli e marche di condizionatori, differenti per ingombro, potenza, efficienza e rendimento energetico.

1.2 Condizionatore e climatizzatore

Capita spesso di considerare i termini “condizionatore” e “climatizzatore” erroneamente come sinonimi. In entrambi i casi parliamo infatti di macchine termiche realizzate per variare la temperatura di un certo ambiente, ma con differenti caratteristiche tecniche.

Il condizionatore è una macchina termica che raffredda/riscalda l'aria tramite un gas e permette la regolazione della velocità della ventola ma non della temperatura dell'aria che “muove”. Può essere solo a caldo, se fornisce aria calda, o solo a freddo nel caso contrario.

Il climatizzatore permette invece, oltre al riscaldamento invernale, anche il raffreddamento, tramite la sottrazione di calore dall'aria, dell'ambiente nel quale è installato e consente all'utente di selezionare la temperatura desiderata. Inoltre il climatizzatore può deumidificare, purificare dagli odori, dai batteri e dalle sostanze inquinanti (tramite i filtri) l'aria stessa. Il climatizzatore può essere suddiviso quindi in:

- Climatizzatore a solo freddo: trattasi di una macchina termica che permette unicamente il trasferimento di calore da un ambiente interno (da refrigerare, quindi che subirà un abbassamento di temperatura), ad un ambiente esterno (da riscaldare).

Il suo funzionamento è paragonabile a quello del frigorifero.

- Climatizzatore con pompa di calore: grazie a questa macchina, a differenza del climatizzatore a solo freddo è ottenibile, tramite l'inversione del ciclo di funzionamento, la sottrazione di energia (quindi del calore) dall'ambiente esterno a temperatura bassa poi ceduta a una sorgente a temperatura più alta (ambiente interno), permettendo il riscaldamento di quest'ultima.

In questa trattazione, lo studio è stato effettuato considerando un climatizzatore a pompa di calore che utilizza come sorgente fredda (ossia il mezzo esterno dal quale viene estratta il calore) l'aria.

1.3 Normative

L'attuale e recente provvedimento entrato in vigore il 12 luglio 2013 introduce una nuova regolamentazione in materia di riscaldamento invernale e, per la prima volta, di climatizzazione estiva imponendo i limiti di temperature riportati nella seguente tabella:

Media ponderata temperature aria per singoli ambienti riscaldati in inverno, non deve superare i:	
18° C	+ 2°C di tolleranza per gli edifici adibiti ad attività industriali, artigianali e assimilabili
20° C	+ 2°C di tolleranza per tutti gli altri edifici
Media ponderata temperature aria per singoli ambienti raffrescati in estate, non deve essere inferiore a:	
26° C	-2 °C di tolleranza per tutti gli edifici

¹Fig.1 - Valori massimi della temperatura ambiente previsti dal nuovo D.P.R. 74/2013

Viene fatta eccezione per gli immobili adibiti ad alcuni tipi di attività (artigianali, industriali e assimilabili) alle quali possono essere concesse deroghe sulla temperatura di esercizio dalle autorità comunali in base alle richieste produttive delle attività stesse.

In merito all'installazione delle unità esterne sulle facciate di palazzi e condomini non esistono attualmente normative nazionali in merito, se non la libera interpretazione di alcuni articoli del codice civile che può essere discussa e ufficializzata nei regolamenti condominiali legalmente deliberati in assemblea.

¹Fonte: Web (www.condominioweb.com)

Capitolo 2

2.1 Aspetti costruttivi, tipologie e funzionalità

Nella maggior parte dei casi i climatizzatori installati nelle abitazioni civili sono solitamente composti da due macchine collocate in due ambienti differenti (interno ed esterno) e collegate da tubi di rame e cavi di contro. Le due unità necessitano entrambe di scarico per l'evacuazione dell'acqua derivante dalla condensazione e l'alimentazione elettrica è solitamente considerata sull'unità esterna. Le unità interne sono suddivise nelle seguenti tipologie:

- a muro, in posizione alta
- a pavimento (fancoil)
- a console
- canalizzabili (installazione insieme a condotti d'aria e anemostati)
- a cassetta

Esistono anche macchine monoblocco che comprendono le funzionalità delle due unità ma sono di scarso impiego considerati gli elevati limiti di rendimento.

In questa trattazione, la macchina presa in considerazione è una pompa di calore a INVERTER (dotata cioè di un compressore a numero di giri variabile) che consente la modulazione del carico termico.

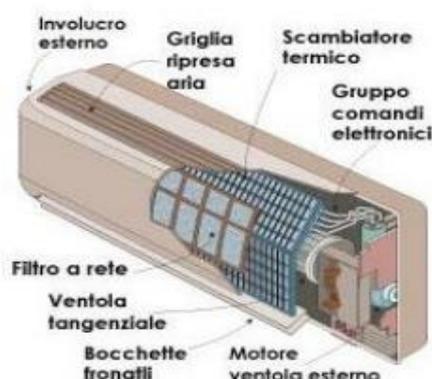


Fig. 2 – Spaccato unità interna (fonte: Web)



Fig. 3 – Unità esterna (fonte: Web)

I climatizzatori sono progettati per permettere la vivibilità e il comfort, dando la possibilità all'essere umano di regolare temperatura e umidità dell'aria interna all'ambiente in cui si trova a proprio piacimento.

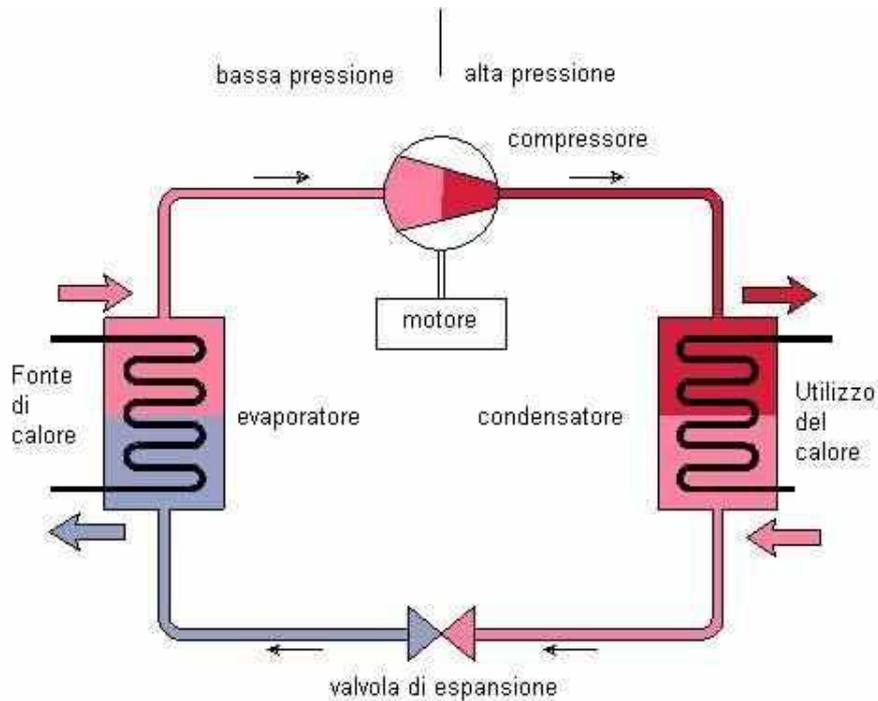
Ciò è possibile tramite lo spostamento di aria e il trasporto del calore da un ambiente all'altro grazie alle componenti interne del climatizzatore e di un fluido termovettore (o refrigerante) che, circolando all'interno della macchina, cede o assorbe il calore in base alla funzione impostata.

Ovviamente, per spostare calore da un ambiente all'altro, verrà spesa energia sotto forma di lavoro.

L'effetto che si vuole raggiungere tramite l'utilizzo di un climatizzatore in estate è quello di mantenere l'ambiente desiderato a una temperatura più bassa di quella dell'ambiente esterno. Se al contrario si desidera mantenere la temperatura interna più alta dell'ambiente esterno, allora il ciclo termico che dovremo andare a considerare farà riferimento alla pompa di calore che, come per il climatizzatore estivo, corrisponde al ciclo frigorifero.

Il ciclo frigorifero che andremo a descrivere nel prossimo paragrafo è, tecnicamente parlando, un ciclo inverso del ciclo termodinamico di Carnot.

2.2 Descrizione componenti della macchina



²Fig.4–Schema di funzionamento e componenti di un climatizzatore

Il circuito è composto dagli elementi di seguito elencati e schematicamente rappresentati in figura 4:

- Compressore
- Condensatore
- Valvola di laminazione (o di espansione)
- Evaporatore
- Valvola a 4 vie (interposta tra evaporatore e compressore)

²Fonte: S.T.E. F.lli Pignotti

COMPRESSORE

Il compressore è il “cuore” del sistema e la sua funzione è quella di modificare lo stato del fluido refrigerante (proveniente dall’evaporatore sotto forma di gas a bassa pressione) portandolo ad alta pressione e ad alta temperatura.

Il sistema analizzato in questa tesi monta un compressore SCROLL (a spirale) con Inverter. I compressori a Inverter (ossia a variazione del numero di giri) permettono, tramite un dispositivo elettronico, la modulazione di potenza erogata in funzione della richiesta dall’utenza. Una volta raggiunta la temperatura desiderata, la macchina diminuisce il numero di giri riducendo il consumo elettrico, limitando la potenza ed evitando i continui picchi di avviamento dovuti alle accensioni e spegnimenti del classico condizionatore ON/OFF. Grazie ai compressori a Inverter si può ottenere un risparmio energetico annuale pari al 30-40%: questo viene dimostrato dal fatto che questa tecnologia permette, oltre ad una limitazione delle correnti di picco in fase di avviamento del motore (1/3 circa della corrente nominale assorbita a pieno carico), anche un “allungamento della vita” della macchina in quanto evita i continui spegnimenti e riavvii del compressore. Il mercato degli Inverter sta prendendo sempre più piede nel campo della climatizzazione. Molte aziende infatti stanno investendo molto su questa tecnologia che è in continua crescita, grazie anche ai miglioramenti dell’efficienza di esercizio a basse temperature delle pompe di calore.



Fig.5 – Spaccato di un compressore Scroll (fonte: Web)

CONDENSATORE

Il condensatore (appartenente all'unità interna nel caso si parli di pompe di calore) ha il compito di sottrarre calore al fluido refrigerante proveniente dal compressore. Il fluido refrigerante ad alta pressione e temperatura, che allo stato gassoso arriva al condensatore, passa allo stato liquido rilasciando calore all'ambiente esterno (nel nostro caso il locale da riscaldare), restando comunque sempre ad alta pressione ma a temperatura un po' più bassa; il cambiamento di stato è una conseguenza del raffreddamento del fluido vettore che avviene man mano che il calore viene ceduto all'ambiente.

VALVOLA DI LAMINAZIONE (o di ESPANSIONE)

La valvola di laminazione ha la funzione di abbassare drasticamente la pressione (e, di conseguenza, la temperatura) del fluido refrigerante proveniente dal condensatore senza avere produzione di lavoro esterno. La valvola, un tubo capillare solitamente in rame di lunghezza variabile tra 1 -2 metri, è appositamente progettata per evitare qualsiasi scambio termico con l'esterno, permettendo solo una trasformazione energetica interna del fluido refrigerante che passerà da alta temperatura a temperatura di evaporazione (molto inferiore alla temperatura ambiente) senza avere cambiamento di stato. All'ingresso e all'uscita della valvola avremo quindi sempre un fluido liquido.

EVAPORATORE

L'evaporatore è uno scambiatore di calore analogo al condensatore, ma con funzione esattamente opposta. In questo componente infatti, (posto nell'unità esterna nelle pompe di calore e in quella interna nel caso delle macchine frigorifere), il fluido vettore che si trova allo stato liquido a bassa pressione e temperatura proveniente dalla valvola di laminazione assorbe il calore presente nell'aria. La variazione di energia tra aria esterna e fluido è collegata ad un passaggio di stato: il fluido (liquido) a bassa pressione e a bassa temperatura diventa gas a bassa pressione e a bassa temperatura. L'aria aspirata viene raffreddata in quanto avviene uno scambio termico tra la stessa e il fluido interno al circuito.

VALVOLA A 4 VE

Questo componente, interposto tra il compressore e l'evaporatore, permette di invertire il ciclo passando dal raffreddamento al riscaldamento dell'ambiente interno.



Fig.6 – Valvola a 4 vie (fonte: Web)

2.3 Fluido termovettore

Nei cicli frigoriferi sono impiegati fluidi particolari che devono rispettare determinate proprietà e caratteristiche tecniche dipendenti dalla potenzialità dell'impianto, dalla differenza di temperatura tra ambiente esterno e interno e dalla capacità di assorbire e rilasciare calore senza inquinare l'ambiente.

Le caratteristiche fondamentali di queste tipologie di fluidi sono le seguenti:

- Temperatura critica di evaporazione: è la temperatura al di sotto della quale non è possibile il passaggio del fluido da liquido a gassoso. Il fluido frigorifero deve avere temperatura di condensazione prevista dal ciclo più bassa rispetto alla temperatura critica. La corrispondente pressione dev'essere superiore alla pressione atmosferica.
- Temperatura di congelamento: è la temperatura limite raggiungibile nell'evaporatore. Deve essere la più bassa possibile (-190 / -200 °C) per evitare formazione di ghiaccio durante il funzionamento.
- Pressione di condensazione: è il valore della pressione legata alla temperatura di condensazione. Sono preferibili fluidi con valori di pressione di condensazione bassi per evitare dimensioni del condensatore troppo grandi.
- Composizione chimica stabile
- Assenza di caratteristiche tossiche, infiammabili e irritanti

Nel campo della climatizzazione, fino a metà degli anni '80, venivano quasi esclusivamente utilizzati come fluidi frigoriferi l'ammoniaca (maggiormente impiegata in campo industriale) e i fluidi sintetici alogenati del metano appartenenti alla famiglia CFC1. Questi ultimi, talvolta denominati FREON se corrispondenti a prodotti depositati dalla società Dupont oppure spesso indicati con la sigla "R", costituiscono un gruppo di composti organici

strutturati da atomi di carbonio e fluoro, spesso accompagnati da atomi di cloro, bromo e idrogeno. Essi erano maggiormente impiegati nel campo del condizionamento domestico in quanto molto meno tossici e inquinanti dell'ammoniaca. Il più usato tra questi è stato l'R22 (CHC1F2).

Da circa vent'anni si è passato all'utilizzo di una nuova tipologia di fluidi sintetici non alogenati appartenenti alla famiglia HFC che non contengono Cloro (sostituito dall'Idrogeno), il principale responsabile dell'aumento dell'assottigliamento dello strato di Ozono. D'altro canto l'eliminazione del Cloro, considerato che quest'ultimo è un elemento molto stabile dal punto di vista chimico quindi ideale per l'utilizzo nel campo della climatizzazione, ha comportato un abbassamento delle prestazioni degli HFC: il loro utilizzo è infatti limitato agli impianti a bassa potenzialità. Occorre però notare che, sebbene le miscele non alogenate sostitutive dell'R22 abbiano un potenziale di danneggiamento della fascia d'ozono molto basso, hanno invece un potenziale di riscaldamento globale più elevato. E' indispensabile quindi tenere conto di questo fattore e fare molta attenzione in fase di progetto dell'impianto per evitare perdite e quindi rilevanti danni ecologici.

Dagli anni '90 vi è un rinnovato interesse per l'impiego dell'Anidride carbonica (CO₂) in quanto questa sostanza naturale ha un impatto ancora più basso dei precedenti nei confronti dell'assottigliamento dell'Ozono.

La macchina presa in considerazione in questa trattazione utilizza come fluido vettore l'R-410A (non alogenato). L'uso dell'R-410A, una miscela zeotropica composta da R32 e R125 (entrambi idrocarburi fluorati) è incompatibile con gli impianti che utilizzano R22 o simili in quanto ha un potenziale di riscaldamento globale pari a 2090 unità, ben superiore a quello dell'R22 stesso. Questa miscela ad alta efficienza energetica è stata sviluppata negli USA e presenta caratteristiche operative molto interessanti, soprattutto in termini di pressione e di temperatura critica rispetto all'R-407C (altro alogenato particolarmente utilizzato soprattutto in Europa) e all'ormai superato R22.

	R-22	R-407C	R-410A
Temperatura Critica [°C]	96.2	86.1	71.4
Pressione Critica [bar]	49.9	46.3	47.7
Pressione a 50 °C [bar]	19.4	22.1	30.6

³*Fig.7–Confronto proprietà fisiche*

E'importante sapere che gli olii utilizzati per il compressore sono strettamente collegati al tipo di fluido refrigerante che andiamo ad utilizzare; occorre infatti tenere conto del "grado di miscibilità" cioè del parametro che indica in percentuale la miscibilità dell'olio compressore nel fluido vettore.

Nel nostro caso l'R-410A utilizza un olio Poliestere (POE), assolutamente non compatibile né tantomeno miscibile con altri oli di natura minerale utilizzati per l'R22 anche se il loro grado di miscibilità nei rispettivi fluidi è praticamente identico.

L'R-410A è ampiamente utilizzato nel campo della refrigerazione in quanto ha una "temperatura di "Glide"⁴trascurabile. Questo comporta una serie di vantaggi di utilizzo rispetto all'R22, è cioè:

- Migliore resa frigorifera (50 % in più)
- Minore potenza assorbita
- Componenti del climatizzatore di dimensioni inferiori
- Minor carica di refrigerante necessaria (20% in meno)

D'altro canto è importante tenere conto del fatto che gli oli poliestere presenti negli HFC sono molto più igroscopici rispetto agli oli minerali, di conseguenza occorre prestare particolare attenzione a ciò per evitare che l'acqua sotto forma di umidità entri in contatto con questi. Nel caso accadesse potrebbe generarsi acido citrico fluoridrico estremamente pericoloso e aggressivo. L'utilizzo di attrezzature idonee che consentano di gestire l'elevata pressione del gas e l'esclusione di aria dal sistema sono fondamentali per garantire il corretto funzionamento della macchina.

³Fonte: Web, "La sostituzione dell'R-22 nelle applicazioni del condizionamento dell'aria; dal R-407C al R-410A: quali saranno i futuri sviluppi?" Ing. Ennio Campagna

⁴La "temperatura di Glide" per un refrigerante è per definizione la differenza di temperatura tra il vapore saturo alla temperatura di evaporazione e la temperatura all'ingresso dell'evaporatore. Più questo valore è basso, maggiore sarà la facilità da parte del fluido a cedere e ad acquisire calore.

	Alogenati (HCFC)	Non alogenati (HFC)	
Nome	R22	R407C	R410A
Componente	HCFC22	HFC32/HFC125/HFC134a	HFC32/HFC125
Composizione (%)	100	23/25/52	50/50
Tipo di refrigerante	Fluido singolo	Miscela non azeotropica	Miscela quasi azeotropica
Cloro	Presente	Non Presente	Non Presente
Classe di sicurezza	A1	A1/A1	A1/A1
Peso molecolare	86,5	86,2	72,6
Punto di ebollizione [°C]	-40.8	-43.6	-51.4
Pressione di vapore (a 25°C) [MPa]	0,94	0,9177	1,557
Densità vapore saturo (a 25°C) [kg/K]	44,4	44,2	64
ODP ⁵	0,055	0	0
GWP ⁶	1700	1530	1730
Metodo di carica del refrigerante	Carica in fase gas	Carica in fase liquida	Carica in fase liquida

Fig.8–Principali caratteristiche dei fluidi frigoriferi

⁵ODP: Ozone Depletion Potential, ossia il parametro che indica il potenziale di eliminazione dell'Ozono. Esprime il valore relativo di degrado della fascia di Ozono che il fluido può causare. Come standard è assunto il triclorofluorometano (R-11), cui viene dato il valore di ODP pari a 1,0.

⁶GWP: Global Warming Potential, ossia il potenziale di riscaldamento globale. Esprime il contributo all'effetto serra di un gas serra relativamente all'effetto della CO₂, il cui potenziale di riferimento è pari a 1.

Capitolo 3

3.1 Nozioni teoriche

Prima di procedere con la descrizione e lo studio del ciclo di funzionamento della macchina, ho ritenuto opportuno riprendere alcuni concetti teorici utilizzati in questa trattazione.

- EQUAZIONE DI CONTINUITA'

Considerando un fluido incomprimibile in condizioni di regime stazionario si può enunciare che in un condotto, per il principio di conservazione della massa, la portata del fluido rimane costante in ogni sezione del condotto stesso. Avremo quindi:

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 = \text{costante}$$

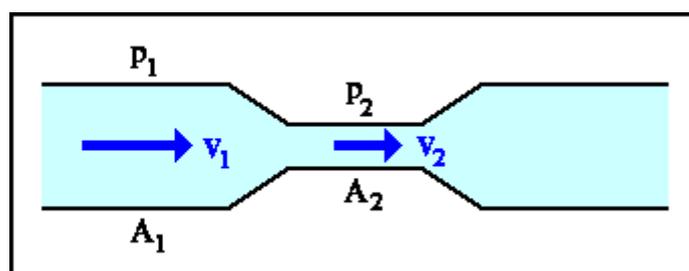


Fig.9–Schema della variazione di una sezione di condotta (Fonte: ishtar.df.unibo.it)

Dove Q è la portata, A e v rispettivamente l'area e la velocità delle sezioni 1 e 2. Nel sistema internazionale l'unità di misura della portata Q è il $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$

- **EQUAZIONE DI BERNOULLI**

Derivante da Eulero, questa equazione ci indica che per un fluido ideale, sul quale non viene applicato un lavoro, ad ogni incremento della velocità si avrà una diminuzione della pressione o una variazione di energia potenziale.

L'equazione di Bernoulli è così esprimibile:

$$p + \frac{1}{2} \rho v^2 + \gamma h = \text{costante}$$

Dove:

v: velocità del fluido

ρ : densità del fluido

p: pressione statica

h: quota potenziale media della sezione

Il secondo termine dell'equazione equivale alla pressione dinamica e il terzo ($\gamma = \rho g$) rappresenta la **pressione idrostatica**.

Dividendo l'equazione per il valore γ possiamo ottenere la seguente uguaglianza:

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h = \text{costante}$$

nella quale il primo termine prende il nome di *altezza piezometrica*, il secondo di *altezza cinetica* e il terzo di *altezza geodetica*.

- **1° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA**

Questo principio è l'applicazione del *principio di conservazione dell'energia* ad un sistema, il quale stabilisce che la somma di tutte le energie che attraversano un sistema (calore e lavoro) dev'essere uguale alla variazione dell'energia del sistema stesso.

$$Q_{12} - L_{12} = E_2 - E_1 = \Delta E$$

Dove Q_{12} e L_{12} rappresentano la quantità di energia trasferita al sistema sotto forma di calore e di lavoro mentre E_2 ed E_1 rappresentano rispettivamente l'energia nello stato finale e in quello iniziale.

- **ENTALPIA (H)**

L'entalpia è una funzione di stato che esprime la *quantità di energia che il sistema termodinamico può scambiare con l'ambiente*. Questa funzione racchiude nella sua definizione le variazioni di energia interna e meccanica necessarie per spostare un fluido. Essa è definita nel seguente modo

$$H = U + pV$$

dove U è l'energia interna, p è la pressione e V il volume.

Possiamo anche parlare di entalpia specifica (o massica) dividendo tutti i membri per la massa del sistema. In questo caso avremo:

$$h = u + pv$$

Con h , u , v rispettivamente i valori di entalpia, energia e volume specifici.

L'unità di misura dell'entalpia è il $[J]$ (oppure il $\left[\frac{J}{mole}\right]$ nel caso si parli di entalpia specifica).

- **2° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA**

Prenderemo in considerazione i due enunciati più significativi di questo principio:

Enunciato di Clausius

“E’ impossibile che in un sistema si possa agire in modo tale che l’unico risultato sia un trasferimento di energia da una sorgente a temperatura inferiore a una a temperatura maggiore senza compiere lavoro esterno “

Enunciato di Kelvin – Planck

“E’ impossibile che in un ciclo termodinamico tutto il calore assorbito si trasformi in lavoro compiuto prelevando energia da una sola sorgente termica”

Il che implica che in una macchina termica è impossibile che il rendimento sia pari a 1 e che il calore si trasferisce naturalmente dal corpo a temperatura maggiore a quello a temperatura minore.

- **1° PRINCIPIO DI CARNOT**

“Il rendimento di un ciclo irreversibile è sempre minore del rendimento di un ciclo reversibile che operi tra le stesse sorgenti “

- **2° PRINCIPIO DI CARNOT**

“Tutti i cicli termodinamici che operano tra le medesime sorgenti termiche hanno lo stesso rendimento “

- **ENTROPIA [s]**

L'Entropia è una funzione che indica come un sistema termodinamico passi da uno stato all'altro per mezzo di trasformazioni reversibili e grazie ad una determinata quantità di calore ceduto o assorbito. La sua unità di misura nel sistema internazionale è il $\left[\frac{J}{K}\right]$.

- **CALORE SPECIFICO**

Il calore specifico di una sostanza (o di un elemento) è definito come la quantità di calore necessaria ad innalzare la temperatura di una sua unità di massa di 1° C. L'unità di misura nel sistema internazionale è il $\left[\frac{J}{Kg \cdot K}\right]$.

In questa trattazione faremo riferimento al calore specifico dell'aria secca (pari a $1005 \frac{J}{Kg \cdot K}$) e a quello dell'aria che presenta il 100% di umidità relativa (pari a $1030 \frac{J}{Kg \cdot K}$).

3.2 Il ciclo frigorifero

Riportiamo lo schema e il diagramma T-s ideale relativo di un ciclo frigorifero.

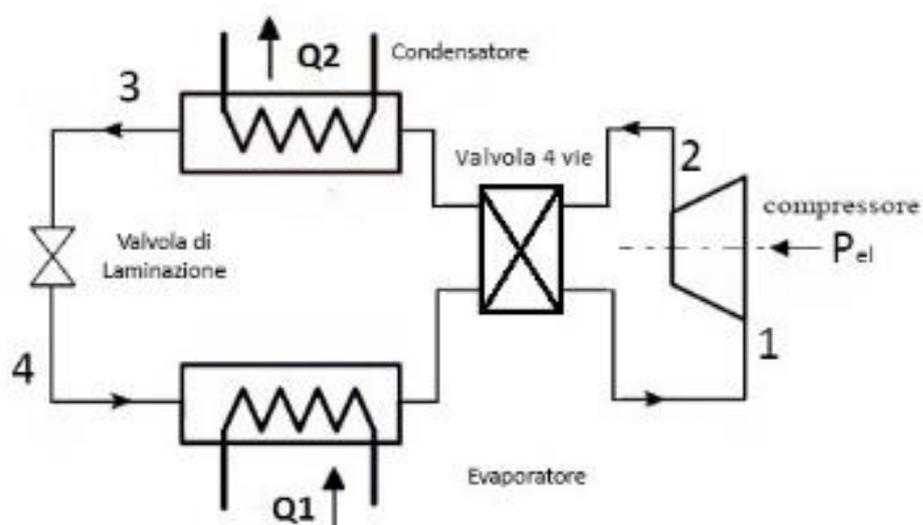


Fig. 10 – Schema impianto frigorifero

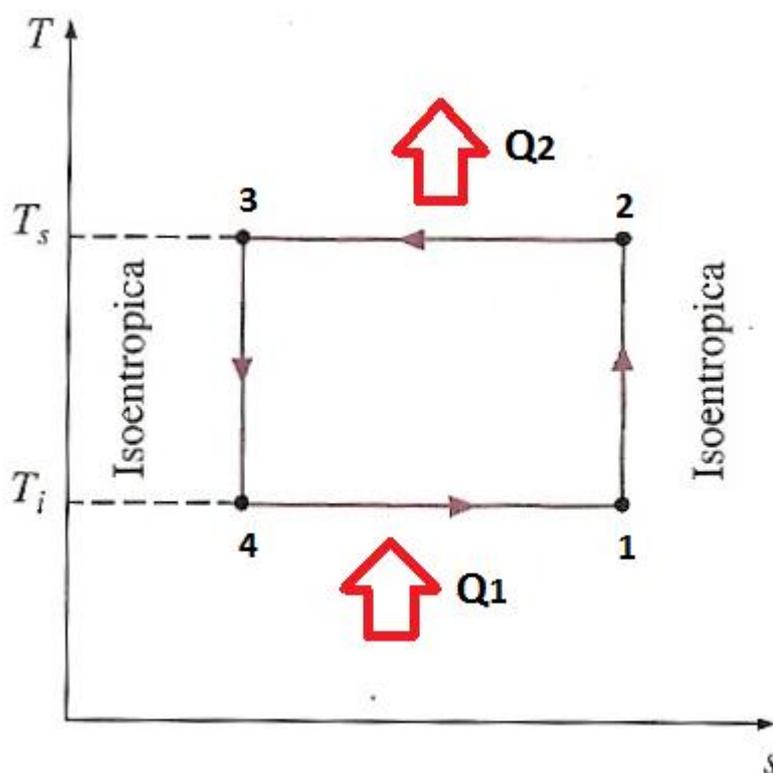


Fig.11 – Ciclo di Carnot relativo a una macchina frigorifera ideale (fonte: Web)

Il ciclo frigorifero fa riferimento ad un ciclo termodinamico di Carnot denominato **ciclo inverso** in quanto, a differenza del ciclo di Carnot diretto (caratteristico dei motori endotermici), il calore viene assorbito da una sorgente a temperatura minore per essere ceduto a una sorgente a temperatura maggiore. Il ciclo quindi, percorso in senso antiorario, assorbe lavoro sotto forma di differenza di energia.

Analizziamo le fasi del ciclo:

1 → 2 Compressione isoentropica il gas entra nel compressore ed esce a pressione e a temperatura maggiore. La trasformazione è *adiabatica* in quanto non avviene scambio di calore con l'esterno.

2 → 3 Il calore Q_2 viene ceduto all'ambiente a temperatura superiore tramite un processo di condensazione a *temperatura e pressione costante*. Il fluido entra nel condensatore sotto forma di gas ed esce sotto forma di liquido.

3 → 4 Espansione isoentropica: tra l'ingresso e l'uscita della valvola di laminazione vi è un abbassamento di pressione e temperatura del fluido. La trasformazione è *adiabatica* e *isoentalpica* in quanto viene conservata l'entalpia iniziale del fluido.

4 → 1 L'evaporatore assorbe il calore Q_1 dall'ambiente esterno tramite un processo a *pressione e a temperatura costante*. Lo stato del liquido refrigerante passa da liquido a gassoso.

Analizzando il ciclo di Carnot della macchina frigorifera, composto da due trasformazioni isoterme e due trasformazioni isoentropiche, possiamo vedere che il fluido termovettore riceve una quantità di calore Q_1 dall'ambiente esterno a temperatura minore e rilascia all'ambiente interno (a temperatura maggiore) una quantità di calore Q_2 . Per il primo principio della termodinamica vediamo che la differenza $Q_2 - Q_1$ è pari al lavoro del ciclo ed è rappresentata dall'area sottesa dal ciclo stesso nel piano T-s.

$$L = Q_2 - Q_1$$

Trasportare calore da una T inferiore a una T maggiore non è un processo naturale, di conseguenza il calore è “pompato” dal compressore che deve assorbire energia sotto forma di lavoro.

Il rendimento del ciclo frigorifero (o effetto *utile della macchina*) è rappresentato dal **C.O.P.** (“Coefficient of performance”), che equivale:

- nel caso della macchina frigorifera al rapporto tra l’energia termica prelevata dal locale da raffreddare (Q_1) e il lavoro speso (energia elettrica consumata), quindi:

$$\varepsilon_f = \frac{Q_1}{L} = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

- nel caso della pompa di calore al rapporto tra l’energia termica resa al locale da riscaldare (Q_2) e il lavoro speso (energia elettrica consumata), quindi:

$$\varepsilon_{pc} = \frac{Q_2}{L} = \frac{Q_2}{Q_2 - Q_1} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

I due coefficienti sono legati dalla seguente relazione:

$$\varepsilon_f = \varepsilon_{pc} - 1$$

L’efficienza può essere espressa anche tramite un altro parametro denominato E.E.R. (“Energy Efficiency Ratio”), dato dal rapporto tra la potenza termica in uscita dalla macchina e la potenza elettrica assorbita dalla stessa.

$$E.E.R. = \text{Potenza all'uscita} / \text{Potenza assorbita}$$

Solitamente si utilizza per le macchine frigorifere il valore dell’E.E.R. e per le pompe di calore il C.O.P. La nuova normativa in vigore dal 1° gennaio 2013

prevede l'obbligo da parte dei costruttori di indicare sui condizionatori la nuova etichetta energetica che riporta la classe di efficienza stagionale in funzionamento di raffreddamento (**S.E.E.R.**) e in funzionamento di riscaldamento (**S.C.O.P.**) calcolati nell'arco di un intero anno in tre fasce climatiche. Più questi valori sono elevati maggiore sarà l'efficienza energetica e minori saranno i consumi della macchina. L'utilizzo di questa nuova metodologia di classificazione ha permesso di avere indici più affidabili e scostamenti minori tra valori ipotizzati e reali. Tra i cambiamenti più significativi si evidenzia la possibilità di avere informazioni sull'utilizzo dell'energia sia a pieno carico che a carico parziale, nonché l'introduzione di diverse temperature nominali per il raffreddamento e il riscaldamento. Questi valori quindi mostrano il grado di efficienza reale di un climatizzatore funzionante nell'arco di una intera stagione in modalità di raffreddamento o di riscaldamento.

Il concetto del rendimento di pompe di calore e macchine frigorifere è spesso travisato. Mentre infatti parliamo di "rendimento" (< 1) di una macchina quando si deve indicare la quantità di calore "prodotto" dalla macchina stessa, in quelle che fino ad ora abbiamo preso in considerazione parleremo sempre e comunque di "efficienza", per la quale arriveremo a valori bene superiori all'unità (infatti, nei climatizzatori non abbiamo produzione di energia ma spostamento di massa d'aria). Ad esempio, una macchina che presenta un valore di S.C.O.P. pari a 3 indica che i kWh forniti per il riscaldamento del locale interno sono pari a 3 e sono dati dall'ipotetica equazione:

3 kWh forniti = 2 kWh di energia dall'aria + 1 kWh di energia elettrica

Il che significa che per avere uno S.C.O.P. di 3 verrà utilizzato 1 kWh di energia elettrica.

3.3 La pompa di calore

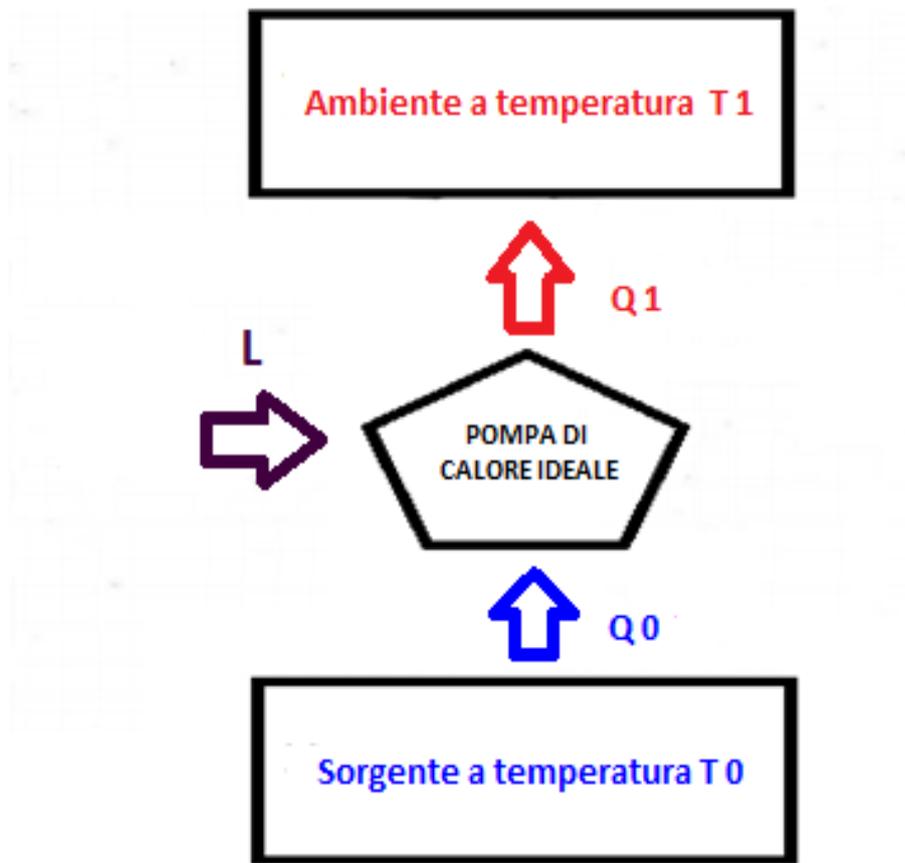


Fig.12 – Scambi energetici nella pompa di calore

La pompa di calore è una macchina in grado di trasferire energia, tramite la spesa di lavoro meccanico o elettrico, da una sorgente a temperatura bassa a una con temperatura più alta. I cicli termodinamici della pompa di calore sono gli stessi utilizzati per la refrigerazione. La differenza principale è l'effetto desiderato: nella pompa di calore infatti il calore ceduto alla sorgente a temperatura maggiore viene utilizzato per il riscaldamento, mentre per le macchine frigorifere viene perduto nell'ambiente.

Mantenendo fissi gli scambiatori, è possibile passare da climatizzatore estivo a pompa di calore tramite l'inversione del ciclo: l'evaporatore che raffredda l'aria in modalità estiva può diventare un condensatore in grado di riscaldarla se nella macchina è presente la valvola a quattro vie. A differenza del frigorifero, nel quale la fase di evaporazione è fondamentale in quanto la sua funzione primaria è quella di abbassare la temperatura dell'ambiente interno, nella pompa di calore viene privilegiata la compressione e la condensazione del fluido per ottenere una miglior resa del riscaldamento. Il calore prelevato dall'ambiente esterno viene sommato a quello ottenuto dalla compressione del fluido vettore, di conseguenza la pompa di calore trasforma energia spendendo energia sotto forma di lavoro.

La funzionalità del liquido frigorifero è importantissima in queste macchine. L'R-410A, nel nostro caso, deve poter raggiungere alte temperature quando compresso ed allo stesso modo deve poter raggiungere basse temperature dopo l'espansione in modo da agevolare l'evaporazione. Ovviamente, maggiore sarà la differenza di temperatura di esercizio del fluido, maggiore sarà anche la differenza di pressione che si verrà a generare e, di conseguenza, maggiore sarà anche l'energia richiesta dal compressore per svolgere il suo compito.

Considerando una pompa di calore ideale il C.O.P. è esprimibile tramite la seguente formula:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{L_{ciclo}} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

Possiamo esprimere i valori anche in funzione della Potenza

$$P = \frac{L}{t}$$

la cui unità di misura è il $\left[\frac{J}{s}\right]$ o $[W]$.

Negli ultimi anni le pompe di calore stanno diventando sempre più una valida alternativa al riscaldamento domestico ottenibile da caldaie a gas o metano. Ne esistono di vari tipi in commercio, quali le geotermiche oppure le aria - acqua, anche se le più comuni sono quelle denominate aria – aria le quali, a differenza delle altre tipologie, utilizzano come sorgente di calore proprio l'aria dell'ambiente esterno.

Basti considerare che quest'ultima, a $- 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$, contiene ancora l'85 % dell'energia termica dell'aria a $21 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Questa fonte di energia inesauribile viene sfruttata totalmente dalle pompe di calore aria – aria.

3.4 Formazione di brina e defrosting

Attivando la valvola a quattro vie si inverte il ciclo di funzionamento e la macchina passa da climatizzatore a pompa di calore.

In fase di funzionamento invernale la batteria esterna, dotata di un ulteriore controllo elettronico non presente nel climatizzatore diretto, diventa la “parte fredda” della macchina in quanto la sua temperatura dovrà essere più bassa di quella dell’aria esterna per poter prelevare calore dalla stessa (ipotizziamo che nel periodo invernale l’aria esterna abbia una temperatura inferiore o prossima agli 0° C).

Oltre alla diminuzione delle prestazioni della pompa di calore in termini di efficienza e resa, nonché al possibile danneggiamento dei componenti, la variazione continua dell’umidità e della temperatura dell’aria nel periodo invernale comportano una serie di problematiche, prima fra tutte la formazione di ghiaccio sull’evaporatore esterno.

Quest’ultima è causata da due fattori principali:

1 – presenza di umidità (nel *range* compreso tra 5° C ÷ -15° C la percentuale di umidità nell’aria è considerevole)

2 – basse temperature dell’aria in ingresso nell’evaporatore

La variabilità dei processi di trasferimento del calore e della massa di aria dovuta a un disomogeneo assorbimento da parte dell’evaporatore, comporta l’aumento progressivo dello spessore del ghiaccio sulle alette, nonché un’innalzamento delle proprietà termo-fisiche del ghiaccio stesso (più si solidifica e assorbe umidità, più difficile sarà il passaggio dell’aria).

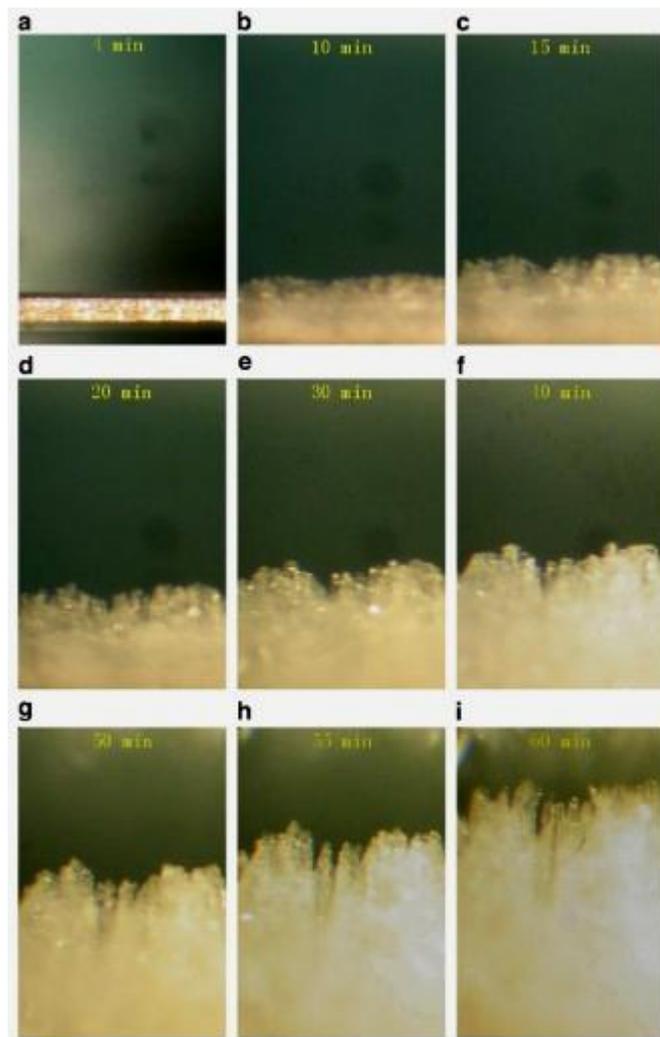


Fig.13 – Fasi progressive di formazione di ghiaccio (fonte: Web)

In figura 13 è possibile vedere la progressione della formazione di ghiaccio sulla superficie dell'evaporatore: maggiore sarà lo spessore di ghiaccio formatosi, minore sarà l'apporto di aria e peggiore sarà il S.C.O.P., causato dalla diminuzione proporzionale della capacità di riscaldamento. Per far fronte a questa problematica importante, i climatizzatori a pompa di calore sono dotati di un programma automatico di sbrinamento periodico dell'evaporatore, il **"defrosting"**.

Durante questa funzione che si attua autonomamente grazie alla valvola a quattro vie che inverte il ciclo, la pompa di calore passa a modalità condizionatore: il fluido frigorifero cede calore alla componente esterna della

macchina (che non fungerà più da evaporatore bensì da condensatore) in modo da poter sciogliere il ghiaccio formatosi sull'evaporatore.

Ovviamente, mentre la macchina è in questa fase, la ventola esterna si fermerà per limitare altro lavoro aggiuntivo previsto per lo sbrinamento e all'ambiente interno la pompa di calore non manderà più aria calda ma aria fredda: di conseguenza insorge l'esigenza di riscaldarla prima di rimetterla nuovamente in circolo.

Il problema principale è l'umidità dell'aria: mentre sopra ai 5°C il valore di questapermette elevate temperature di evaporazione (soprattutto nel caso sia maggiore al 50 % e quindi sotto al valore di rugiada) favorendo il S.C.O.P., a temperature inferiori può essere un problema in quanto proprio l'umidità è la principale causa della formazione del ghiaccio.

In conclusione, più l'umidità dell'aria è elevata maggiore sarà la necessità di effettuare cicli di sbrinamento.

Durante il ciclo di sbrinamento la macchina diminuisce la sua funzionalità, in particolar modo si verificano:

1. Sospensione della funzione della pompa di calore e del riscaldamento dell'ambiente
2. Surriscaldamento dell'evaporatore
3. Fermo del ventilatore dell'evaporatore

Per evitare questo è indispensabile che la macchina sia progettata accuratamente e con il numero idoneo di interventi di defrosting automatici. Saper scegliere questo valore è fondamentale in quanto:

- nel caso i cicli siano pochi e di breve durata è possibile che non tutto il ghiaccio riesca a sciogliersi e con la ripartenza della modalità a pompa di calore e il passaggio di ulteriore aria umida lo strato si solidifichi ulteriormente e in maniera consistente: questo porta a un peggioramento della situazione e a una diminuzione dell'efficienza della macchina, abbattendo la pressione del refrigerante e causando un malfunzionamento del compressore.

- nel caso i cicli siano invece siano troppi verrebbe a mancare proprio la funzionalità: in fase di sbrinamento infatti ricordiamo che nell'ambiente interno viene mandata aria fredda.

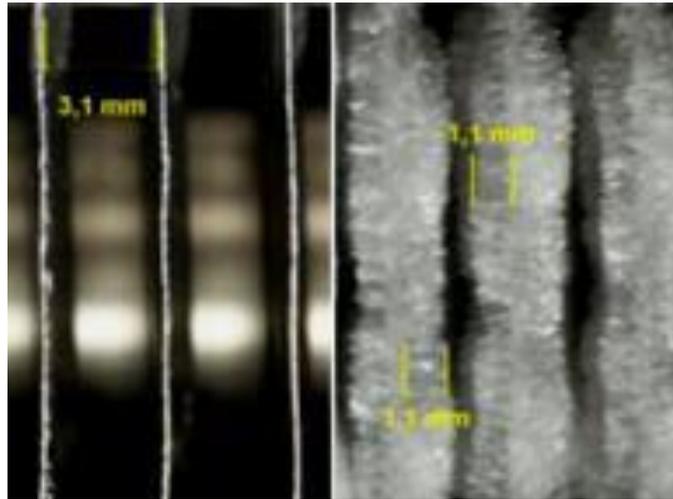


Fig.14 – Alette evaporatore senza ghiaccio e con ghiaccio (fonte: Web)

3.5 Individuazione timing e metodologie di defrosting

Valutare il momento esatto nel quale la macchina dev'essere avviata in modalità defrosting è fondamentale.

I programmi di sbrinamento dipendono dalla taglia della macchina, dai costi dell'impianto e dell'utenza finale. Possiamo schematicamente riassumerli nella seguente classificazione:

1 – Potenza dello scambiatore: il defrosting si attua autonomamente quando il valore di potenza erogata dalla macchina è inferiore al valore minimo garantito. Ciò significa che la presenza di ghiaccio ne sta limitando il funzionamento.

2 – Temperatura esterna: il defrosting si attua autonomamente con cadenza fissa quando la temperatura esterna è inferiore al valore stabilito dalla pompa di calore.

3 – Aria esterna e temperatura evaporatore: il defrosting si attua autonomamente quando vengono superati i valori stabiliti di temperatura, umidità dell'aria e temperatura esterna della parete della macchina. Il superamento del valore di questi tre fattori comporterebbe una diminuzione della resa troppo elevata se non venisse effettuato lo scioglimento del ghiaccio.

Il "timing" dei cicli di sbrinamento può essere regolato tramite un sensore di temperatura esterno e un timer posto all'interno della macchina, oppure tramite un sistema di controllo di temperatura dell'aria e della pressione del refrigerante.

Nella maggior parte dei casi la frequenza del numero dei cicli di defrosting è di 3/h, automaticamente attivati al raggiungimento della temperatura di 2-3 °C.

Per contrastare la formazione di ghiaccio esistono attualmente diverse applicazioni tecniche utilizzabili in base all'esigenza dell'utente, ai costi e alla taglia della macchina. Possiamo suddividere le più comuni (utilizzate per il condizionamento di ambienti ridotti) nelle seguenti categorie:

- Inversione di ciclo: è la metodologia più comune della quale abbiamo già parlato nel paragrafo precedente. L'evaporatore diventa condensatore (e viceversa) tramite la valvola a quattro vie. Gli svantaggi sono relativi all'"appesantimento" del compressore, dovuto alla variazione continua di pressione, e un raffreddamento dell'ambiente da riscaldare.
- Fermo della macchina: alcune macchine utilizzando questa metodologie di sbrinamento per un determinato periodo quando la temperatura scende al di sotto dei valori stabiliti (2-3 °C).
- Resistenza elettrica: talvolta alcune macchine prevedono l'installazione di una resistenza elettrica aggiuntiva che scalda per effetto Joule la superficie dello scambiatore esterno e scioglie il ghiaccio formatosi. E' un metodo efficace ma dispendioso in termini di perdite, consumi e tempistiche più lunghe di manutenzione.
- Gas: un altro metodo utilizzato per il defrosting è l'utilizzo di una frazione di gas in uscita dal compressore per sbrinare la componente esterna della macchina. Ciò causa elevata perdite e limitazioni della resa.

Questi metodi sono tutti efficaci ma energeticamente dispendiosi. Nei prossimi capitoli effettueremo una descrizione della struttura del componente ideato come alternativa ai metodi di defrosting sopracitati e ai possibili vantaggi tecnici ed energetici che tale applicazione potrebbe apportare ad una pompa di calore in funzionamento invernale.

Capitolo 4

4.1 Scelta della macchina

Prima di procedere con la descrizione dell'impianto elaborato come metodo alternativo allo sbrinamento (che consiste nella canalizzazione di aria calda sull'evaporatore), effettueremo ora una rapida descrizione del condizionatore che abbiamo preso in considerazione nel nostro studio.

Ho scelto di utilizzare un climatizzatore **Mitsubishi MSZ-EF35VE** con unità interna mono-split a parete funzionante in modalità pompa di calore con classe A++ e in modalità condizionatore in classe A+++.



Fig.15 – Unità esterna



Fig.16 – Unità interna

SPECIFICHE GENERALI

Modello:	MSZ-EF35VE	
Configurazione:	Installazione a parete	
Funzionamento:	Raffreddamento	Riscaldamento
Resa (KW):	3.5	4.0
Resa (BTU):	11.942	13.648
Potenza Assorbita KW:	0,910	0,955
SEER/SCOP:	8.5A+++	4.6A++
Refrigerante:	R410A	

CARATTERISTICHE UNITA' INTERNA

Modello:	MSZ-EF35VE	
Finitura esterna:	Bianco	
Alimentazione:	230V, 50Hz	
Livello sonoro (db):	21/42	21/46
Dimensioni Unità Interna HxLxP mm:	299x895x195	

CARATTERISTICHE UNITA' ESTERNA

Modello:	MUZ-EF35VE	
Livello sonoro (db):	49	50
Dimensioni Unità Interna HxLxP mm:	550x800x285	
Peso (kg):	35	
Diametro Linea Liquido (mm):	6,35	
Diametro Linea Gas (mm):	9,52	
Dislivello massimo circuito frigorifero (metri):	12	
Lunghezza massima circuito frigorifero (metri):	20	

Fig.17 – caratteristiche tecniche Mitsubishi MSZ EF35VE

E' stata scelta questa macchina in quanto presenta le seguenti caratteristiche:

- Rapporto qualità prezzo ottimo
- Facilità di installazione e manutenzione
- Affidabilità
- Silenziosità
- S.C.O.P. e S.E.E.R. elevati
- Campo di funzionamento garantito ottimale (-15 °C / +24 °C)
- Portata discreta ($Q = 4 \div 12,7 \frac{m^3}{min}$)
- Monta un compressore Scroll comandato da inverter

4.2 Prototipo e principio di funzionamento

L'obiettivo di questa tesi è quello di capire effettivamente se il prototipo ipotizzato per la canalizzazione di aria calda direttamente sulla ventola dell'evaporatore esterno possa apportare benefici reali e tangibili in termini di rendimento della pompa di calore.

Il componente studiato ha la funzione di convogliare l'aria del locale riscaldato direttamente sulla ventola dell'unità esterna tramite un canale forzato che energizza il fluido e lo isola dall'ambiente.

Si è pensato quindi, al fine di avere meno perdite possibili, di utilizzare come condotto forzato un componente che sfruttasse **l'effetto Venturi** (quindi un Venturimetro) nel quale scorra all'interno aria in regime stazionario.

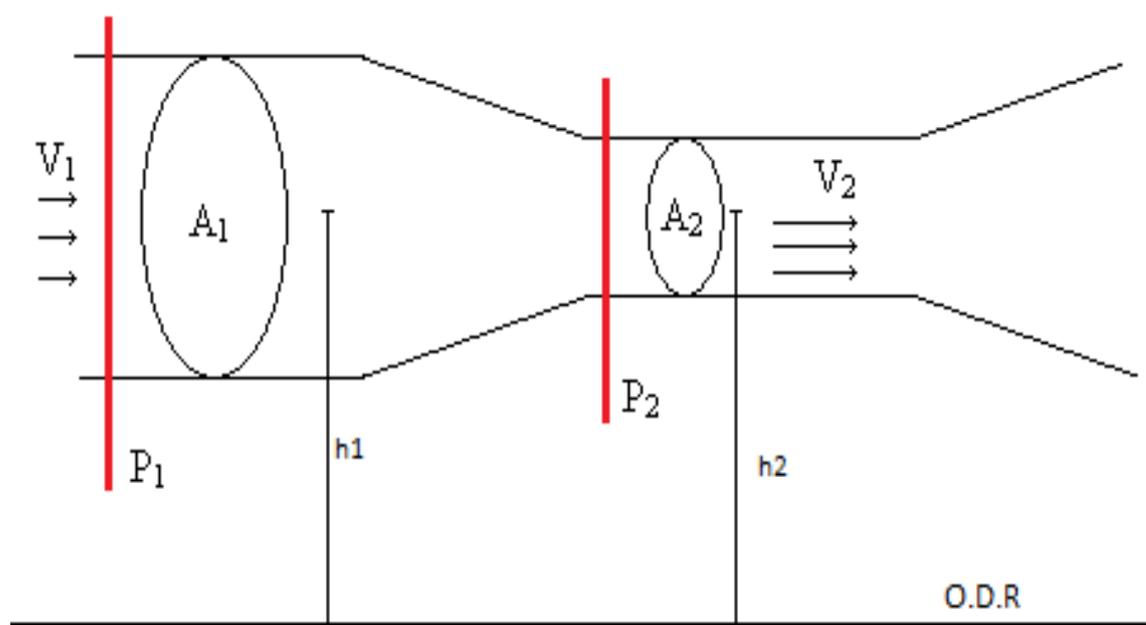


Fig.18 – Schema flusso di Venturi (fonte: Web)⁷

⁷ Nello schema di fig. 16 sono indicate con: P1, P2: le pressioni del fluido rispettivamente in sezione 1 (A1) e in sezione 2 (A2), V1, V2: le velocità di riferimento rispettivamente in sezione 1 e in sezione 2, h1 e h2 le quote medie della sezione.

Il funzionamento e la praticità di questo componente derivano dall'utilizzo dell'*equazione di continuità* e dal *teorema di Bernoulli* (vedere capitolo 3).

Considerando l'equazione di Bernoulli ($p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \gamma h_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \gamma h_2$), e prendendo come dato di fatto che il condotto è alla stessa altezza rispetto al suolo, essa si può semplificare:

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2$$

Questo mi indica che la somma dei membri dev'essere uguale in sezione 1 e in sezione 2. Quello che avviene nel condotto può essere semplicemente schematizzato nei seguenti passaggi:

1. Il fluido entra nella convergenza passando da sezione 1 a sezione 2. Il restringimento e l'ingresso nel condotto a sezione ridotta comportano un *aumento della velocità* del fluido che, per l'equazione di continuità, mantiene costante la sua portata. L'aumento di velocità, per Bernoulli, è seguito da una *diminuzione di pressione*.
2. All'uscita della strozzatura conseguente ad un allargamento della sezione si ha una diminuzione di velocità nonché un proporzionale aumento della pressione del fluido.

L'obiettivo perseguito è stato quello di utilizzare un componente in grado di sfruttare la depressione generatasi nel condotto centrale a sezione ridotta al fine di agevolare l'aspirazione di aria riscaldata all'interno del locale (temperatura compresa tra i 18 e i 22° C) per convogliarla nel condotto stesso e reindirizzarla all'evaporatore. L'idea nasce dalla struttura dei carburatori installati nei motori a combustione interna con ciclo Otto i quali sfruttano appunto il principio di Venturi per la miscelazione di aria e benzina: nel nostro caso, a differenza dei motori, la miscelazione avverrà tra l'aria esterna e l'aria già energizzata derivante dal locale interno.

Nel condotto creato sarà presente, a seconda della velocità della ventola dell'evaporatore e dell'impostazione dell'utente, una determinata portata di aria miscelata: per il secondo principio della termodinamica (per il quale sappiamo che in natura il calore fluisce dall'elemento caldo a quello freddo) l'aria entrante nel condotto non sarà aria fredda, bensì sarà aria "riscaldata" ed energizzata da quella del locale interno. I valori di portata d'aria del climatizzatore sono:

- $Q_{min} = 240 \frac{m^3}{h}$
- $Q_{max} = 762 \frac{m^3}{h}$

e il diametro di alloggiamento della ventola esterna vale $D = 457 \text{ mm}$ (da indicazioni tecniche di catalogo). Grazie a Bernoulli e all'equazione di continuità è possibile chiaramente verificare la differenza di velocità che si viene a generare nel condotto centrale. Considerando infatti che:

$$Q_{min}^8 = v A \quad \text{e che, di conseguenza} \quad v = \frac{Q_{min}}{A}$$

e tenendo in considerazione che $D_1 = 0,457 \text{ m}$ e che $D_2 = 0,180 \text{ m}$ ⁹ si possono calcolare $v_1 = 0,4 \text{ m/s}$ e $v_2 = 2,2 \text{ m/s}$ (rispettivamente relativi alle sezioni 1 e 2).

L'effetto Venturi è chiaramente evidente dal calcolo della depressione (intesa come differenza di pressione delle due sezioni) che possiamo relazionare nel seguente modo:

$$P_1 = P_{atm} + P_{din}^{10}$$

⁸E' stato preso in considerazione Q_{min} per il calcolo della velocità all'interno del condotto in quanto si ipotizza il regime di funzionamento stazionario a portata minima d'aria

⁹Per sfruttare appieno l'effetto Venturi abbiamo fissato a 18 mm il diametro del condotto centrale

¹⁰Dove P_{atm} = Patmosferica e P_{din} =Pdinamica

Sapendo che $P_{din} = \frac{1}{2} \rho v^2$ e sostituendo v_1 e v_2 alla formula troviamo

$$P_1 = 101325 Pa \quad e \quad P_2 = 101320 Pa.$$

La differenza, seppur modesta, tra le pressioni nelle due sezioni indica proprio l'effettivo principio teorico del componente.

Analizzando le condizioni esterne al fine della progettazione e dei calcoli futuri, sono stati considerati per lo studio della macchina e del componente di recupero dell'aria le seguenti temperature indicative¹¹:

- $T_{est} = -15^\circ C$ (258,15 K) (Temperatura aria esterna)
- $T_{room} = 18^\circ C$ (291,15 K) (Temperatura locale interno)
- $T_{brinamento} = 2^\circ C$ (275,15 K) (Temperatura di inizio
congelamento dell'evaporatore)

- $\Delta T = 15^\circ$ ¹²
- $T_{ciclo\ parassita}$ ¹³ = $T_{brinamento} + \Delta T$

Avendo a disposizione questi dati è possibile studiare le varie parti del nostro componente successivamente descritte.

¹¹Ho considerato per lo studio una temperatura esterna massima (T_{est}) di $-15^\circ C$ considerata la temperatura massima raggiungibile durante il periodo invernale nelle regioni del centro Europa e una temperatura di inizio congelamento ($T_{brinamento}$) pari a $2^\circ C$, valore nel quale solitamente ha inizio il defrosting.

¹²Nella trattazione considereremo più avanti $\Delta T1$ il valore da sommare alla T_{room} e $\Delta T2$ il valore da sottrarre alla T_{est} .

¹³ Definiamo ciclo parassita il ricircolo di aria che dall'ambiente interno, tramite il componente aggiuntivo che andremo a studiare, garantisce il riscaldamento dell'evaporatore esterno.

1. **CANALE CONVERGENTE** ($\phi_1 = 457 \text{ mm}$, $\phi_2 = 180 \text{ mm}$, $\alpha = 60^\circ$)¹⁴ che collega la sede della ventola con il condotto centrale, dimensionato con diametro ridotto per sfruttare appieno l'incremento della velocità.
2. **CONDOTTO CENTRALE** ($\phi_2 = 180 \text{ mm}$, $L = 200 \text{ mm}$, $\phi_3 = 100 \text{ mm}$)¹⁵ che collega i due canali conici. E' stata considerata una lunghezza ridotta per evitare un'aspirazione eccessiva di aria dall'ambiente interno.
3. **CANALE DIVERGENTE** ($\phi_2 = 180 \text{ mm}$, $\phi_4 = 457 \text{ mm}$, $\alpha = 60^\circ$) che consente l'aumento di pressione e diminuzione di velocità ha le stesse dimensioni del canale convergente.
4. **CONDOTTA DI RIPRESA** per quanto riguarda la condotta di ripresa è stato effettuato uno studio un po' più dettagliato nel prossimo paragrafo in quanto è stato affrontato il problema delle perdite distribuite e concentrate durante il funzionamento.

Nelle prossime pagine sono state riportate le illustrazioni delle varie componenti e degli assemblati ottenuti tramite l'utilizzo del software *Solidworks*.

¹⁴ Indichiamo con ϕ_1 il diametro di ingresso del condotto pari al diametro della sede della ventola, ϕ_2 il diametro del condotto centrale e α l'angolo di convergenza con il condotto centrale.

¹⁵ ϕ_3 è il valore del foro di alloggiamento del condotto di ripresa dell'aria "riscaldata"

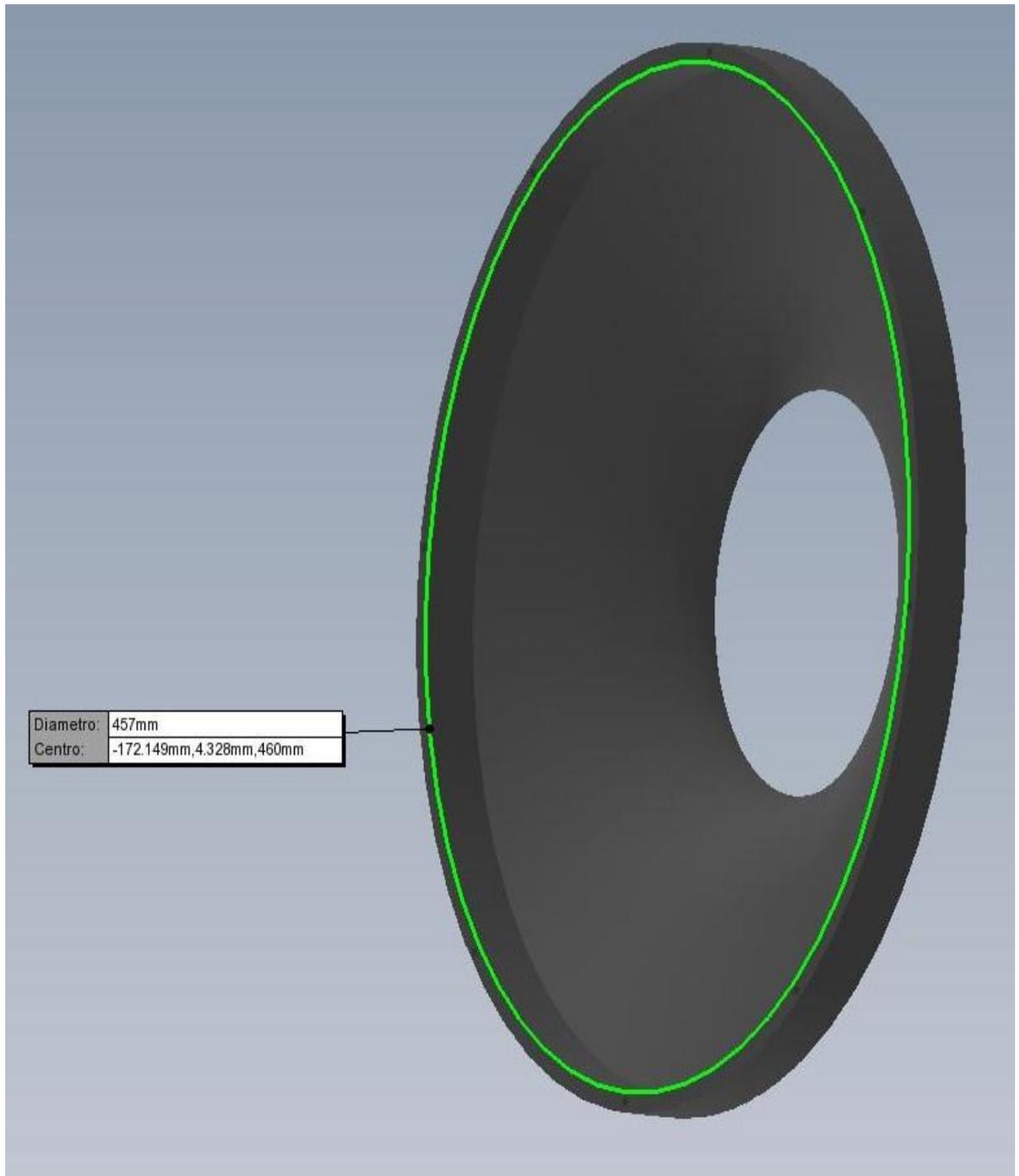


Fig.19 – Canale convergente

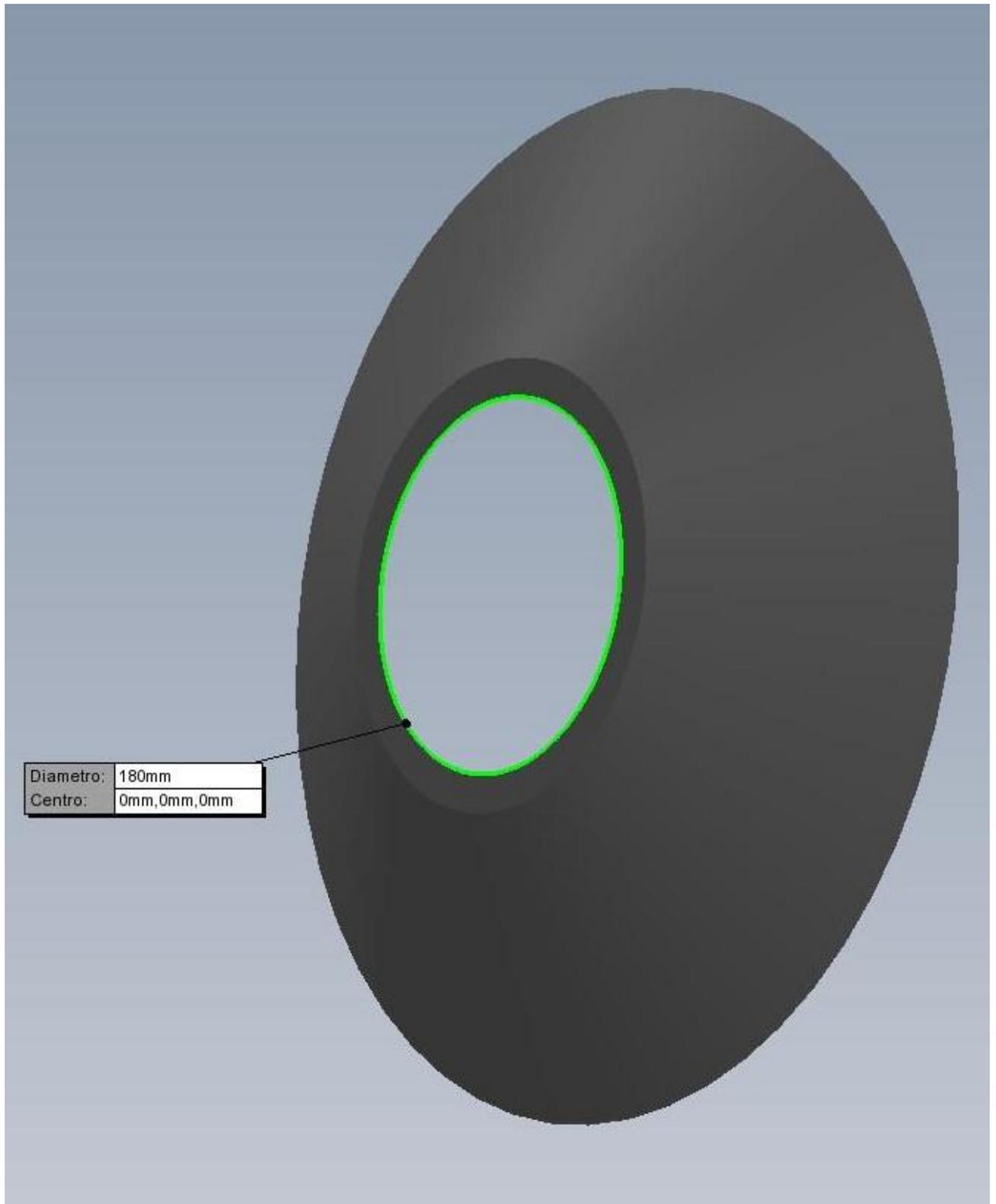


Fig.20 – Canale divergente

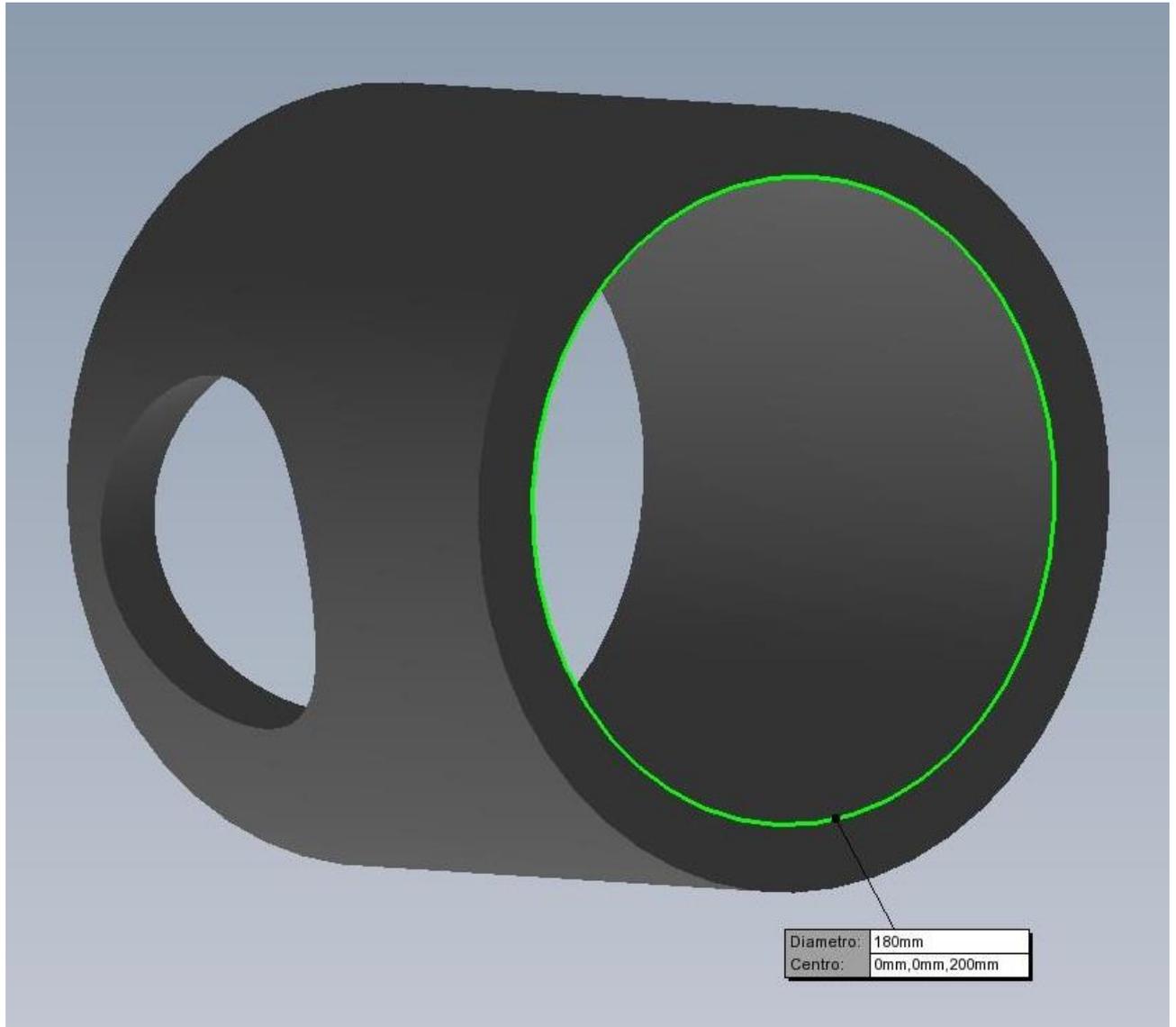


Fig.21 – Canale convergente con foro laterale di alloggiamento per tubo di ripresa

La carcassa è stata pensata come una struttura termoformata in ABS (Acrilnitrile-Butadiene-Stirene), un polimero termoplastico comunemente usato in campo automobilistico e utilizzato per creare componenti leggeri e rigidi. La struttura è ricoperta di vernice epossipoliestere in modo da resistere alle condizioni climatiche rigide. Il prototipo iniziale potrebbe essere progettato e realizzato in lamiera.

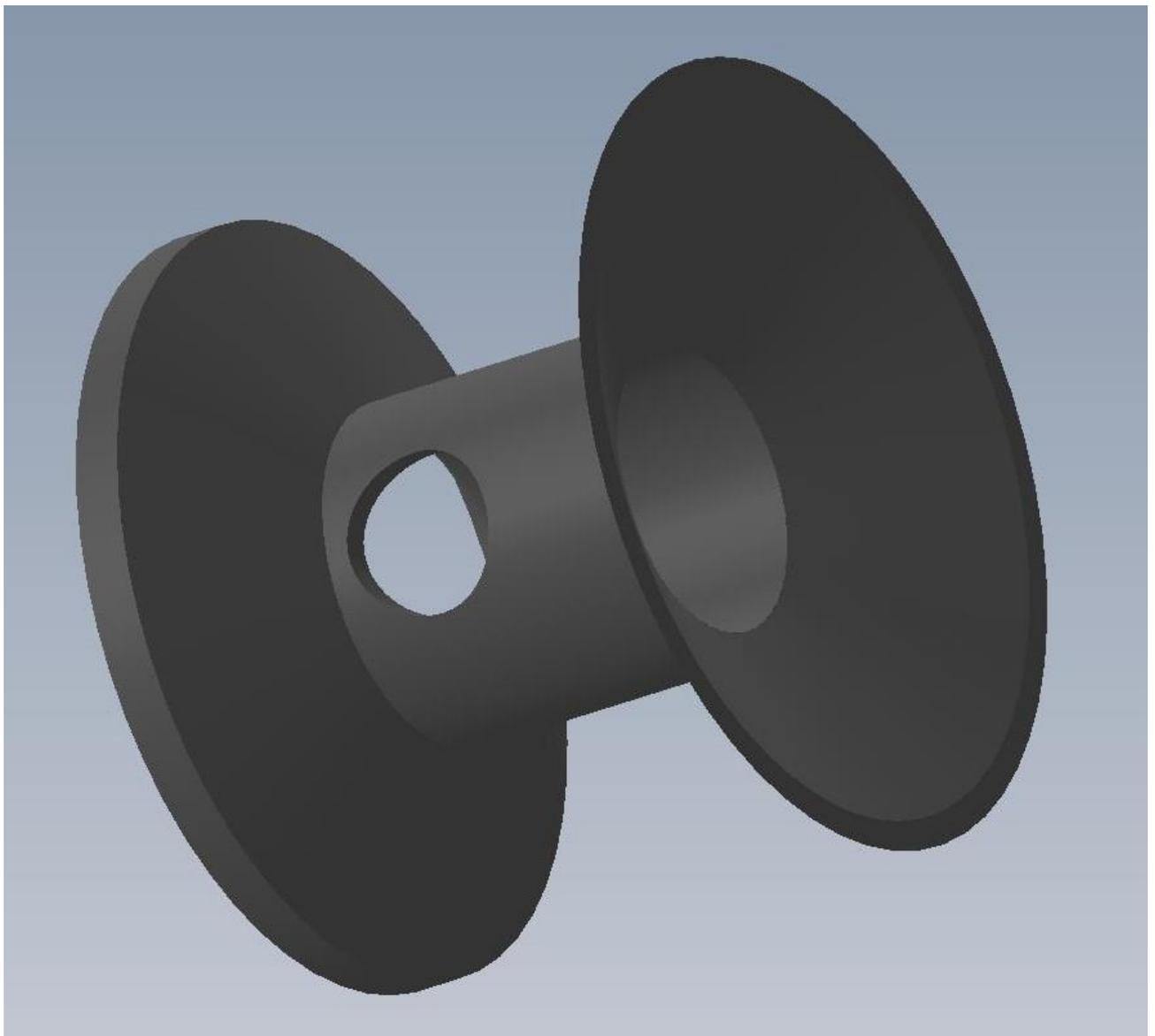
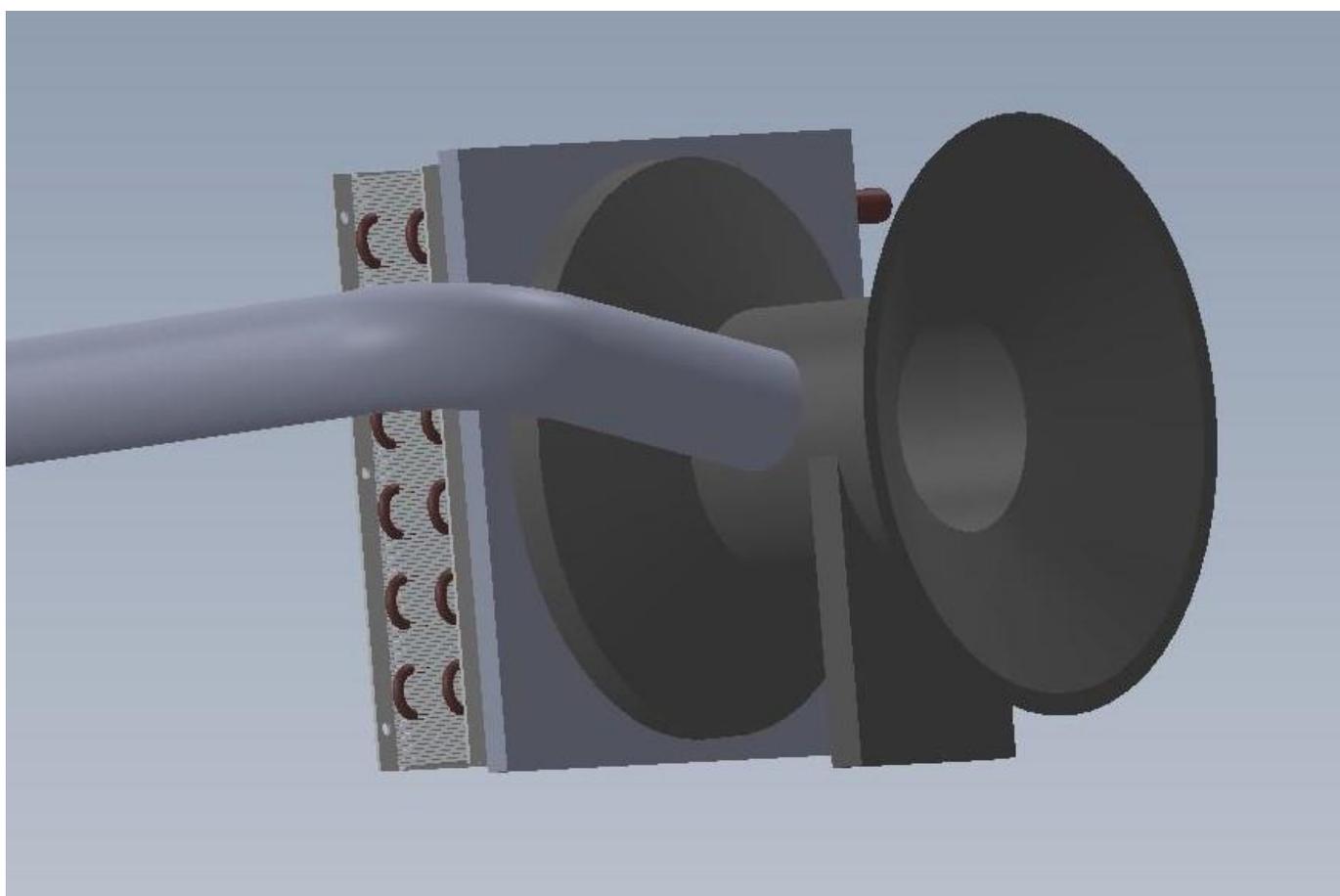


Fig.22 – Assemblato parziale

Il componente è stato studiato per essere fissato alla struttura dell'evaporatore tramite imbullonatura all'imbocco della ventola esterna. I collegamenti filettati permettono un facile montaggio e rendono più agevole la manutenzione, l'ispezione e la pulizia periodica, rendendolo "accessorio" alla macchina da condizionamento.



*Fig.23 – Assemblato finale*¹⁶

¹⁶Nell'assemblato finale abbiamo tenuto conto del componente direttamente collegato alla ventola dell'evaporatore e già dotato di tubo di ripresa con angolo a 90° da collegare direttamente all'interno della stanza. Non è presente in questo assemblato la rappresentazione della griglia interna per il foro di ripresa aria da applicare alla parete dell'edificio per il semplice fatto che verrà successivamente solo menzionato e non rappresentato graficamente.

Considerate le dimensioni della struttura, delle forze in gioco e della compattezza dell'assemblato finale, è stato aggiunto un supporto ancorato alla base del condotto centrale al fine di evitare azioni flettenti indesiderate e vibrazioni dannose (potrebbero generarsi fenomeni di risonanza che porterebbero alla rottura a basse temperature).

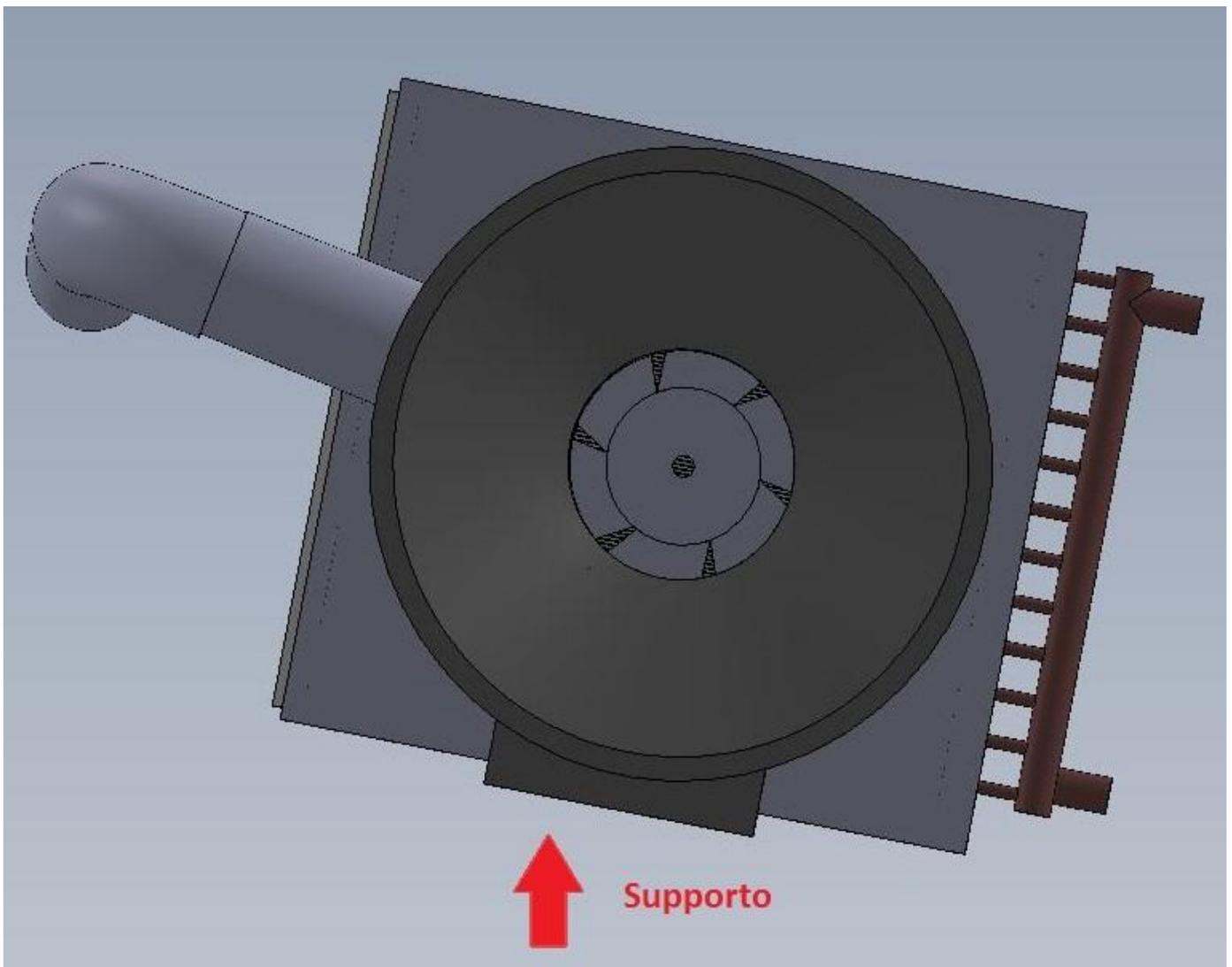


Fig.24 – Assemblato finale (vista frontale) con supporto

4.3 Condotta di ripresa e perdite di carico

La condotta di ripresa è stata dimensionata in modo da assegnare all'aria una velocità minore rispetto a quella in mandata.

Sono stati tenuti in considerazione nello studio i seguenti fattori:

- Perdite di carico concentrate e localizzate
- Coefficiente d'attrito del materiale utilizzato
- Lunghezza e diametro della condotta
- Accidentalità e conformazione strutturale della condotta

La perdita di carico totale (X), la cui unità di misura è il metro, è data dalla somma:

$$X = X_C + X_D$$

dove X_C è il valore delle perdite concentrate (localizzate in alcuni punti della condotta) e X_D è il valore delle perdite distribuite invece lungo tutta la sua lunghezza.

Le considerazioni effettuate ci hanno portato a evidenziare i seguenti risultati finali ottenuti tramite le seguenti formule standardizzate:

$${}^{17}Re = \frac{\rho D v}{\mu} = 3300$$

$${}^{18}\lambda = \frac{0.316}{Re^{0,25}} = 0,04$$

¹⁷Re= il numero di Reynolds identifica il tipo di moto all'interno del condotto. Considerato che il valore ottenuto è > di 2.300 saremmo in regime turbolento ma per comodità dei calcoli e per la lunghezza limitata della condotta considereremo il moto laminare. Per il calcolo abbiamo considerato i seguenti parametri dell'aria: $\rho = 1225 \text{ kg/m}^3$, μ (a $T = 20^\circ\text{C}$) = $1,77 * 10^{-5} \text{ kg/(m s)}$, $v = 0,48 \text{ m/s}$ (stimata tramite Bernoulli avendo a disposizione P2 e V2). Inoltre abbiamo considerato D condotta= 0,1 m

¹⁸FORMULA DI BLASIUS per il calcolo della scabrezza relativa in un condotto liscio: λ è il coefficiente d'attrito, Re il numero di Reynolds.

Le perdite distribuite sono state calcolate tramite l'equazione di Darcy-Weisbach per condotti a sezione circolare ipotizzando $L = 1$ m:

$$X_D = \frac{\lambda L v^2}{D 2g} = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Le perdite concentrate, invece, sono state calcolate tramite la seguente equazione:

$$X_c = \sum_{i=1}^n \varepsilon_i \frac{v^2}{2g} = 13 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

dove $\Sigma \varepsilon$ rappresenta la sommatoria dei coefficienti di resistenza localizzata relativo ad ogni elemento di ostacolo e riduzione di velocità del fluido all'interno della condotta. Questi valori sono reperibili da tabelle unificate e vengono solitamente maggiorati per ragioni cautelative.

Nel nostro caso ε è stato ottenuto dalle tabelle di figura 25 e 26 nelle quali possiamo verificare i coefficienti relativi all'angolo di 90° della condotta e della bocchetta di ripresa dell'aria in PVC con retina anti-insetti.

Da questi valori si può ricavare il valore delle perdite di carico totali pari a:

$$X = X_c + X_D = 0,0175 \text{ m}$$

e il valore delle perdite totali di pressione nella condotta, pari:

$$\Delta p = \rho g X = 0,21 \text{ Pa}$$

Il componente è stato ideato in Polipropilene (PP), materiale economico, leggero e facilmente reperibile, che presenta valori di scabrezza superficiale interna bassa (ciò agevola il moto del fluido e ne riduce l'attrito).

TIPO	CARATTERISTICHE	ξ
ALLARGAMENTO DI SEZIONE	lenta variazione a mezzo divergente	0
	brusca variazione di A1 e A2	*
CAMBIAMENTO DI DIREZIONE	angolo=90°, canale circolare o quadrato	1.5
	angolo=90°, canale rettangolare	2
	angolo=90° arrotondato	1
	angolo=135°	0.5
	angolo=90°, r/D<5 (r=raggio del raccordo, D=diametro equivalente)	0.3
	angolo=90°, r/D>5 (r=raggio del raccordo, D=diametro equivalente)	0
CONFLUENZA O DIRAMAZIONE	canale deviato di diametro D con raccordo	1.5
	canale non deviato di diametro d=D	1
	canale non deviato di diametro d >1.5 D	0.7
	canale non deviato di diametro d >2 D	0.4
	canale non deviato di diametro d >3 D	0.2
	canale non deviato di diametro d >4 D	0
	confluenza o diramazione a T	3
	confluenza o diramazione raccordata	1
BATTERIE DI SCAMBIO TERMICO	per rango	3.5
BOCCHETTE E GRIGLIE	con sezione libera uguale a quella del canale	2
	rapporto sezione libera/sezione canale = 1.5	0.5

* in questo caso ξ dipende dalla velocità dell'aria

Fig. 25 – Coefficienti ξ in funzione dei componenti



Dimensioni nominali			
D mm	A	B	C
60	70	57	20
80	90	75	20
100	120	95	20
120	145	121	20
125	145	118	20
160	190	156	17
200	238	200	23

A richiesta disponibile griglia quadra in plastica con rete antinsetti.

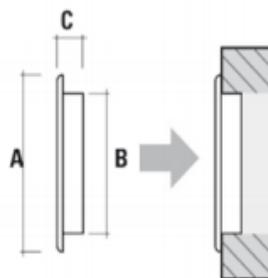


Fig. 26 – Bocchetta di ripresa

Capitolo 5

5.1 Calcolo parametri e diagrammi tecnici

In questo capitolo esamineremo il calcolo dei parametri della macchina standard e della stessa con la modifica apportata, ossia con l'aggiunta del componente preso in esame.

Per far ciò abbiamo dovuto per prima cosa analizzare a fondo il problema e ricavare i dati essenziali per il calcolo del rendimento e del lavoro nel ciclo, paragonandolo con i risultati già in nostro possesso.

È stato utilizzato il software *Microsoft Excel* per la definizione dei valori di:

- Lavoro della macchina
- Frazione di aria necessaria per il ricircolo
- S.C.O.P. della macchina (del ciclo ideale e del ciclo reale con sbrinamento)

Per prima cosa abbiamo calcolato la frazione d'aria interna necessaria per il ciclo di rigenerazione e lo sbrinamento dell'evaporatore:

$$\text{Frazione d'aria} = \frac{-T_{\text{brin}} + T_{\text{est}}}{T_{\text{est}} - T_{\text{room}}}$$

Successivamente sono stati calcolati i coefficienti di prestazione stagionale della macchina operante con e senza ciclo di sbrinamento:

$$\text{SCOP}_{\text{NO SBRINAMENTO}} = \frac{T_{\text{room}} + \Delta T1}{(T_{\text{room}} + \Delta T1) - (T_{\text{est}} + \Delta T2)}$$

$$\text{SCOP}_{\text{SBRIN}} = \text{Frazione d'aria} * \frac{T_{\text{brin}} + \Delta T1}{(T_{\text{brin}} + \Delta T1) - (T_{\text{brin}} + T_{\text{est}} + \Delta T2)}$$

E infine i relativi lavori dei cicli con o senza sbrinamento, nonché del ciclo combinato ottenibile tramite l'“ibridazione” dei due cicli:

$$L_{\text{ciclo NO SBRINAMENTO}} = \frac{1}{\text{SCOP}_{\text{NO SBRINAMENTO}}}$$

$$L_{\text{ciclo con SBRINAMENTO}} = \frac{1}{\left(\frac{T_{\text{brin}} + \Delta T1}{(T_{\text{brin}} + \Delta T1) - (T_{\text{brin}} + T_{\text{est}} + \Delta T2)} \right)}$$

$$L_{\text{ciclo COMBINATO}} = L_{\text{ciclo con SBRINAMENTO}} + L_{\text{ciclo NO SBRINAMENTO}}$$

Rispetto all'analisi precedentemente effettuata, nella quale era stata considerata una temperatura esterna di -35°C (238,15 K) e una temperatura di brinamento di 0°C (273,15°C), abbiamo ottenuto risultati indicativi in merito alla frazione d'aria e al valore del lavoro del ciclo.

Considerato infatti che la temperatura di brinamento (2°C) e la temperatura esterna prese in considerazione in questa trattazione sono entrambe più moderate e realistiche rispetto a quelle già in nostro possesso abbiamo ottenuto che:

- La frazione d'aria calcolata risulta inferiore (52 % rispetto al 66% previsto per la temperatura ipotizzata) il che indica che il nostro sistema, lavorando a temperature meno rigide, richiede una quantità di d'aria prelevata dall'interno del locale minore rispetto a quella richiesta per il rigeneramento dell'evaporatore nel caso teorico.
- Il lavoro complessivamente svolto è minore rispetto a quello inizialmente calcolato. Ovviamente lo scostamento tra i valori è dipendente dalla differenza di temperatura tra interno ed esterno che, nel nostro caso, è minore.

Dopo aver verificato la dipendenza stretta del rendimento alla temperatura di esercizio della macchina, procediamo ora all'analisi del lavoro del ciclo, descrivendo e sottolineando la differenza tra ciclo reale e ideale, soffermandoci sulle fasi di trasformazione termodinamica e sviluppando i calcoli sulla base dei dati tecnici del fluido termovettore considerato.

5.2 Ciclo ideale e ciclo reale

Punto chiave del problema che dovremo risolvere sarà quello ora di paragonare il lavoro esercitato dalla macchina in condizioni ideali e in condizioni reali.

Come è possibile vedere in figura 24 nel quale rappresentiamo il classico ciclo ideale dei Carnot, le isoterme e le isobare sono facilmente identificabili all'interno della campana di saturazione del fluido.

Ovviamente, considerato che il fluido deve prelevare calore dalla sorgente fredda, la sua temperatura minima T_f dev'essere più bassa della temperatura della sorgente (T^*). Per lo stesso motivo, la temperatura superiore del fluido, T_c , dev'essere leggermente superiore a quella dell'ambiente interno (T_a). La differenza di temperatura che abbiamo considerato per la differenziazione tra le temperature è pari a 15°C (288 K).

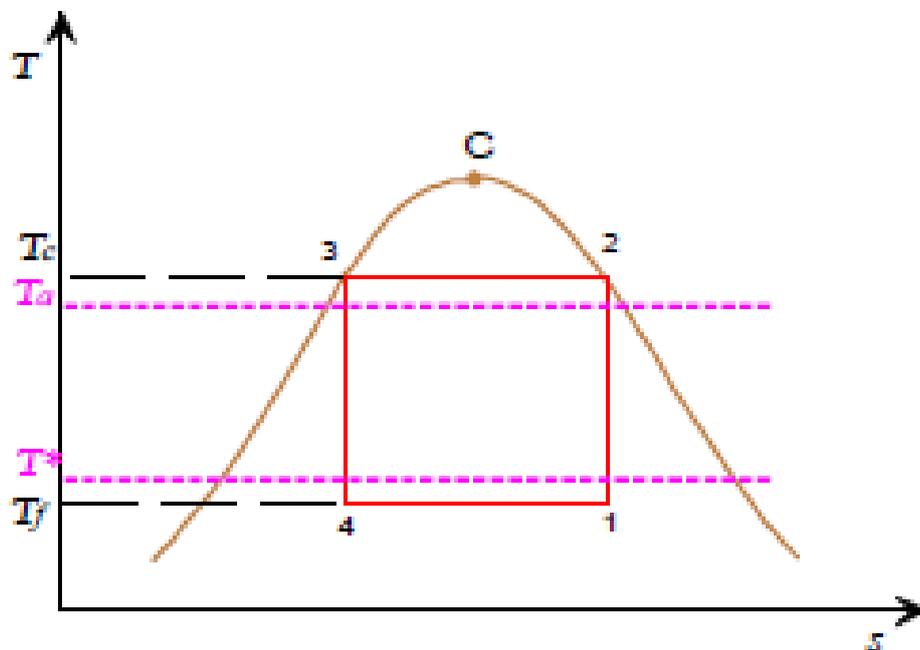


Fig. 24 – ciclo di Carnot (fonte: Web)

Nel caso ideale l'evaporatore e lo scambiatore sono definiti "a superfici infinite", vengono quindi solitamente assunti i valori di $T_f = T^*$ e $T_c = T_a$.

Il ciclo ideale però presenta ovviamente alcune incongruenze con i reali studi sul lavoro della macchina. La fase 1 -2 di compressione ideale è realizzata su vapore saturo in presenza di gocce di liquido. Nella realtà questo comporterebbe usura e danneggiamento all'interno del compressore, nonché un processo di irreversibilità continua all'interno del ciclo di funzionamento, provocando un rendimento isoentropico basso.

Per ovviare a questo, il ciclo di Carnot viene adattato e modificato come da diagramma T-s riportato in figura 25:

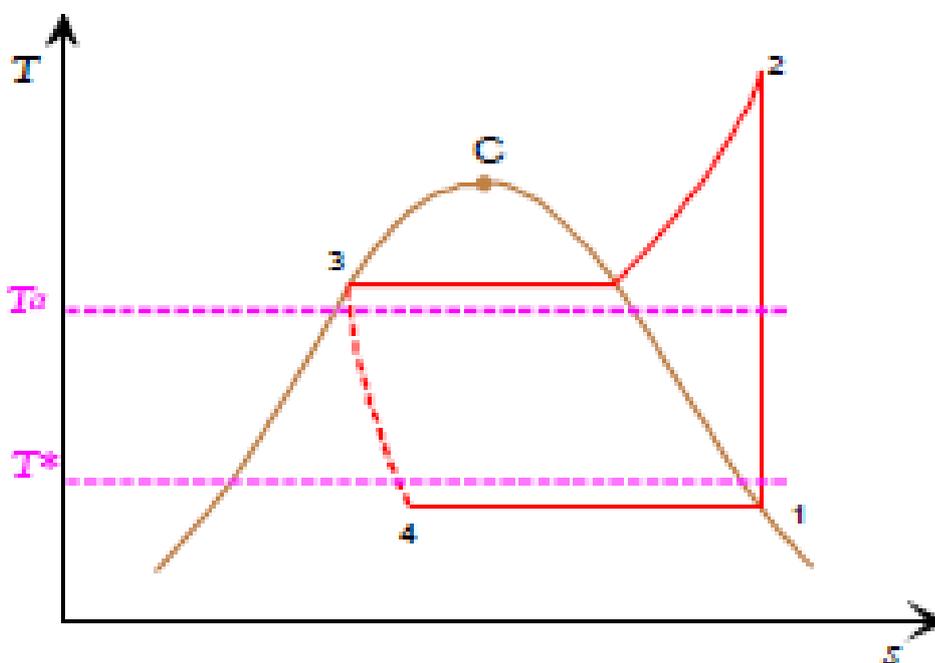


Fig. 25 – Diagramma T-s pompa di calore (fonte: Web)

Rispetto al ciclo di Carnot facciamo qui riferimento a un fluido *monofasico* (R410A) che, all'uscita dall'evaporatore, si presenta come vapore saturo secco inviato al compressore. Il fluido, in questo caso, esce quindi a una temperatura più elevata rispetto a quello di condensazione e, in fase 3 – 4, subisce una trasformazione interna ma adiabatica e isoentalpica in fase di passaggio attraverso la valvola di laminazione.

Questo è facilmente individuabile attraverso il diagramma $p - h$ in figura 26 sotto riportato:

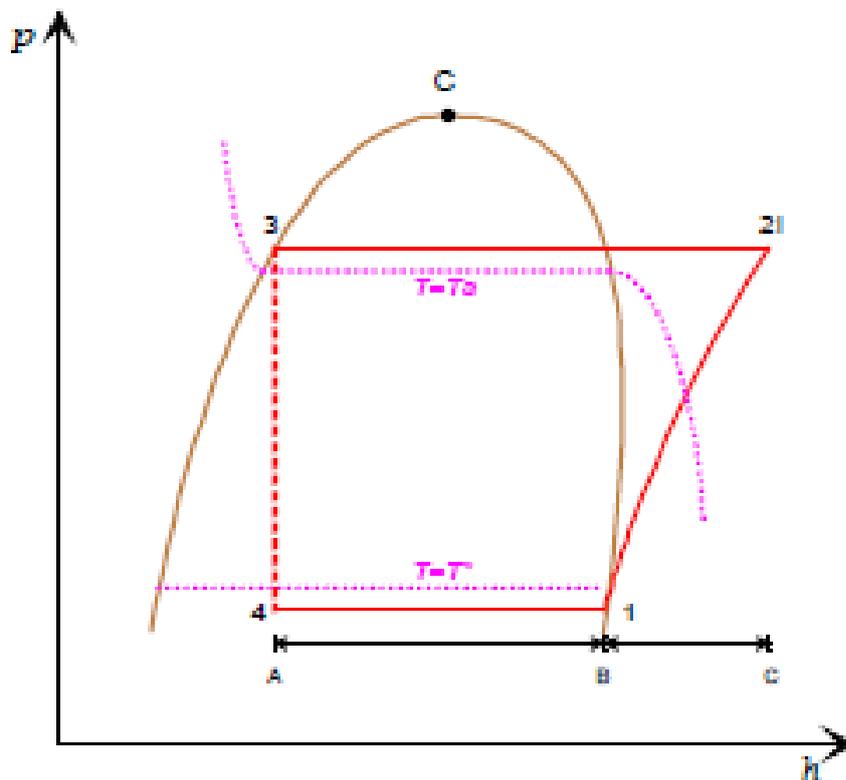


Fig. 26 – Diagramma $p-h$ pompa di calore (fonte: Web)

Il fluido, in fase 1 – 2 viene compresso isentropicamente per entrare poi nel condensatore, dove cede calore all'ambiente esterno, e ne esce allo stato di liquido saturo. E' evidente inoltre la trasformazione isoentalpica che avviene nella valvola di laminazione, per la quale non si raccoglie lavoro utile.

E' opportuno sottolineare che per poter stabilire l'effettivo lavoro reale esercitato dal compressore è indispensabile tenere conto dell'irreversibilità, oltre che della valvola di laminazione, anche degli altri componenti dell'impianto a pompa di calore.

Oltre alle cadute di pressione che si generano infatti tra l'ingresso e l'uscita dell'evaporatore e del condensatore (considerate trascurabili al fine dei nostri calcoli) si dovrà tenere conto della maggiore potenza assorbita dal compressore rispetto ai valori ideali, tenendo conto che questa è inversamente proporzionale al rendimento isentropico dello stesso compressore. In figura 27 riportiamo il ciclo frigorifero reale a compressione di vapore sul quale abbiamo approssciato il calcolo del lavoro reale effettivamente realizzato.

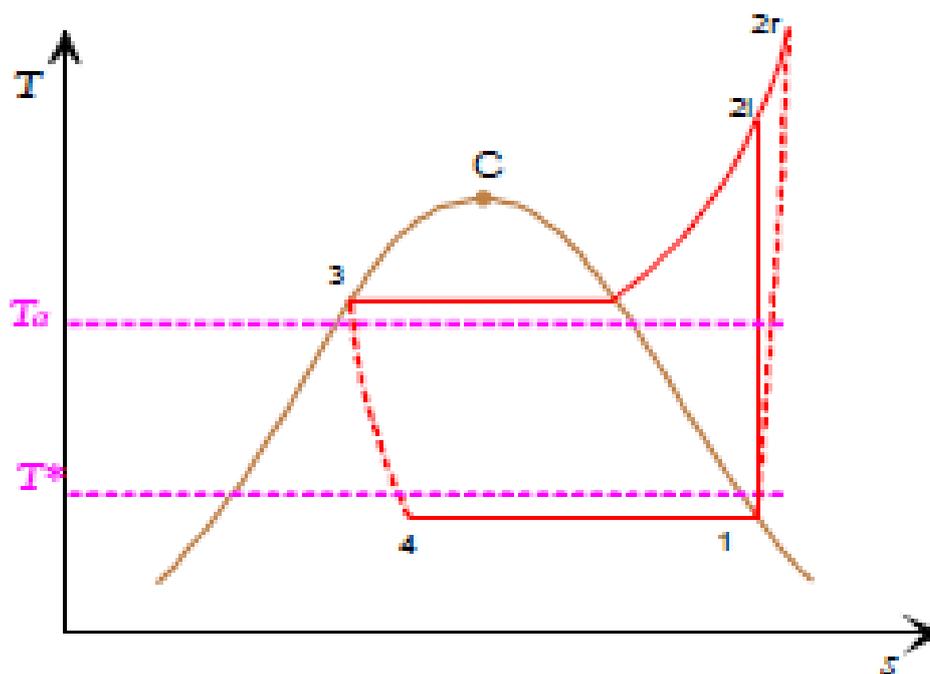


Fig. 27 – Diagramma T-s reale pompa di calore (fonte: Web)

5.3 Calcolo del lavoro del ciclo

Abbiamo utilizzato per i calcoli effettuati alcune tabelle specifiche dell'R410A e i diagrammi di saturazione dei quali faremo una breve descrizione.

R 410 A								
TEMPERATURA [°C]	PRESSIONE [Kpa]		Massa volumica VAPORE [Kg/(m ³)]	Volume specifico LIQUIDO [(m ³)/kg]	ENTALPIA [KJ/Kg]		ENTROPIA [KJ/ (Kg*K)]	
	VAPORE	LIQUIDO			VAPORE	LIQUIDO	VAPORE	LIQUIDO
-50	107.5	107,2	1374,23	0.2310	-8,21	262,36	0,0407	1,2447
-45	137.4	137	1357,97	0,1836	-1,37	265,31	0,0697	1,2305
-40	173.5	173	1341,44	0,1474	5,51	268,17	0,9831	1,2174
-35	216.7	216,1	1324,59	0,1196	12,46	270,98	0,1266	1,2051
-30	267.9	267,1	1307,39	0,0978	19,48	273,71	0,1545	1,1935
-25	328.0	327	1289,81	0,0807	26,56	276,34	0,1821	1,1826
-20	398.0	396,7	1271,79	0,0671	33,71	278,88	0,2095	1,1722
-15	478.9	47,4	1253,31	0,0561	40,94	281,31	0,2366	1,1623
-10	571.9	570,1	1234,32	0,0472	48,25	283,59	0,2635	1,1528
-5	678.0	675,8	1214,75	0,0401	55,65	285,74	0,2902	1,1436
0	798.4	795,8	1194,56	0,0341	63,15	287,74	0,3167	1,1347
5	934.3	931,3	1173,68	0,0291	70,74	289,57	0,3431	1,1259
10	1086.9	1083,3	1152,03	0,0249	78,45	291,22	0,3694	1,1171
15	1257.5	1253,3	1129,53	0,0214	86,28	292,66	0,3956	1,1084
20	1447.2	1442,4	1106,11	0,0185	94,25	293,87	0,4217	1,0996
25	1657.5	1651,9	1081,61	0,0161	102,36	294,83	0,4479	1,0906
30	1889.6	1883,3	1055,92	0,0139	110,65	295,51	0,4741	1,0814
35	2144.8	2137,8	1028,88	0,0121	119,13	295,88	0,5005	1,0718
40	2424.6	2416,7	1000,31	0,0105	127,82	295,88	0,5271	1,0617
45	2730.3	2721,6	969,94	0,0091	136,78	295,47	0,5541	1,0509
50	3063.2	3053,9	937,48	0,0079	146,04	294,56	0,5813	1,0392

Fig. 28 – Proprietà del Fluido R410A in condizioni di saturazione

Indispensabile al calcolo del lavoro del ciclo è il diagramma p -h riportato in figura 29. E' un diagramma specifico per qualsiasi fluido termovettore in commercio.

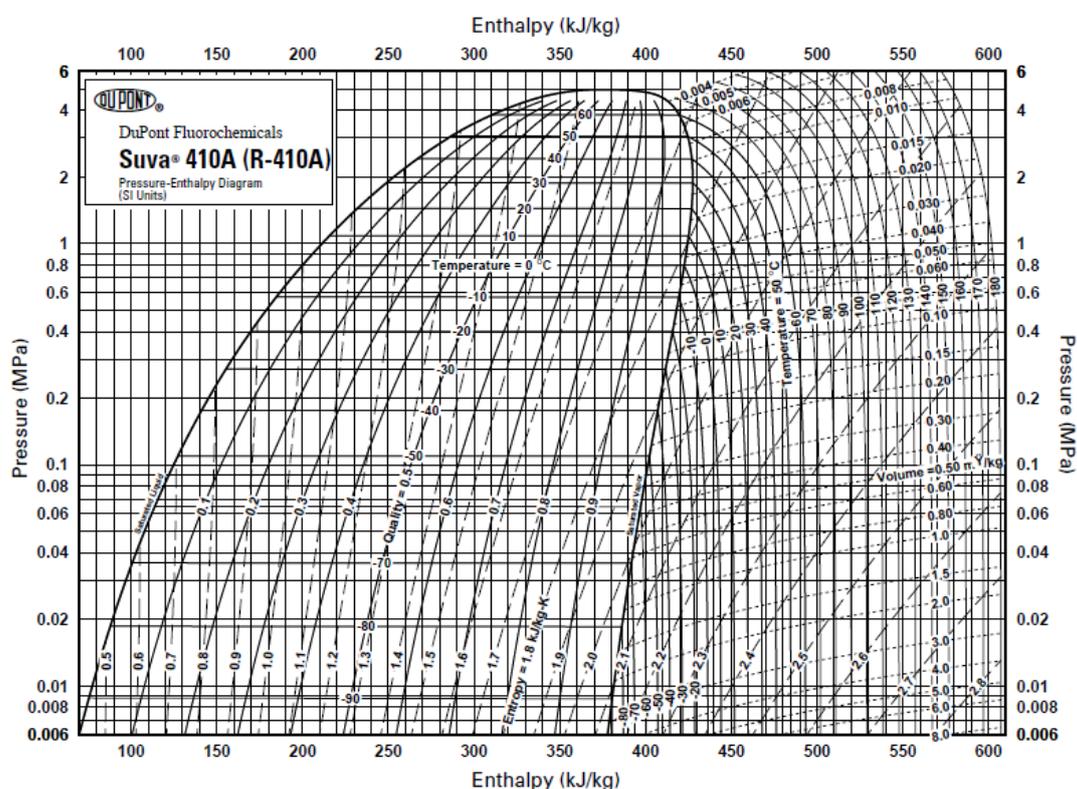


Fig. 29 – Diagramma p-H del fluido R410A (fonte: Dupont)

Da questo diagramma è possibile ricavare i valori di pressione del fluido a determinate temperature e relativi valori di entalpia (tra l'altro già tabulate in figura 28).

La campana suddivide gli stati di saturazione del fluido ed è di facile interpretazione. Le linee inclinate infatti indicano le trasformazioni isoentropiche che avvengono nel del ciclo termodinamico, all'interno della campana il fluido si trova in stato di miscela liquido vapore e il perimetro della campana stessa rappresenta i valori di saturazione nello stato liquido (a sinistra) e di vapore (a destra). Nel punto estremo della campana troviamo il valore della temperatura critica di saturazione dell'R410A

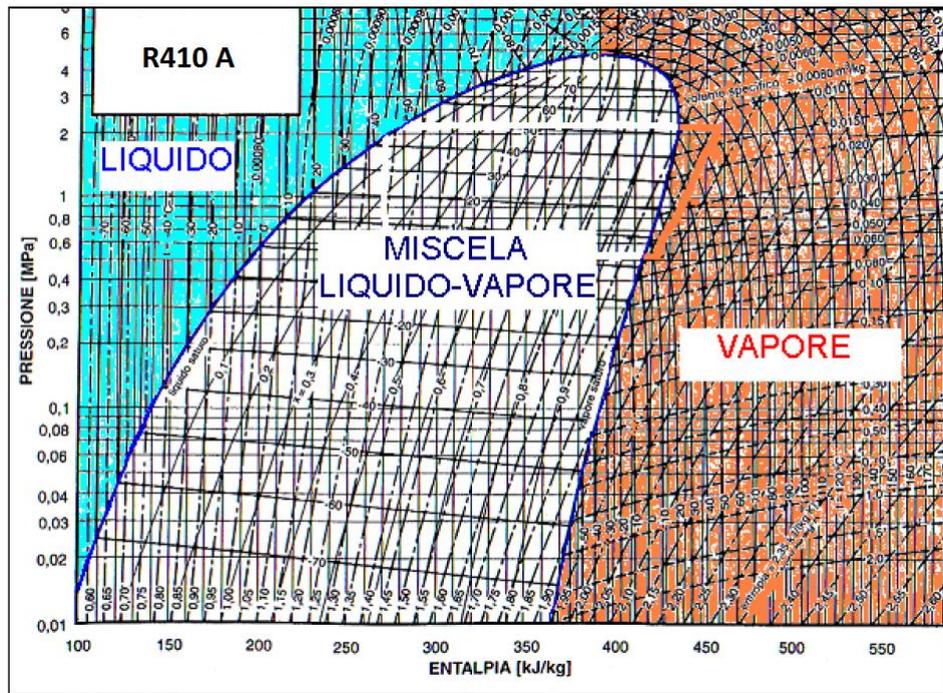


Fig. 30 – Diagramma p-h del fluido R410A con relativi stati (fonte: web)

Possiamo estrapolare i valori di entalpia entrando nel diagramma p – h con le temperature stabilite dal nostro studio¹⁹ e calcolare il lavoro del ciclo. In figura 31 è possibile vedere una schematizzazione del ciclo ideale di Carnot applicato alla pompa di calore con l’aggiunta del lavoro di surriscaldamento del vapore da parte del compressore (area rossa). La somma delle aree rappresenta il lavoro reale del ciclo.

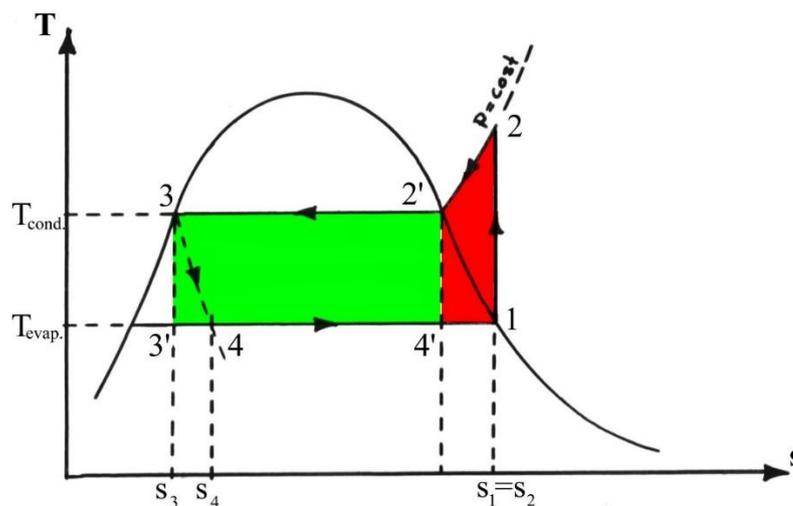


Fig. 31 – cicli a confronto nel diagramma T -s (fonte: Web)

¹⁹Ricordiamo che $T_{room}=18^{\circ}C$ e $T_{est}=-15^{\circ}C$

E' possibile pertanto procedere con i calcoli semplicemente impostando la differenza dei valori di entropia, entalpia e temperatura ricavabili dal diagramma p-h e abbinandoli ai relativi parametri dei grafici T-s e h-s.

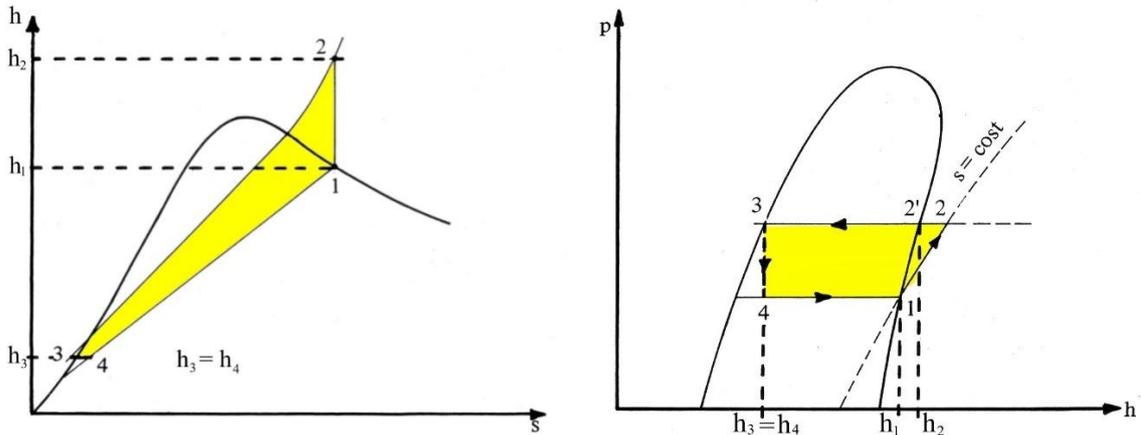


Fig. 32 – Diagrammi h-s (di Mollier) e p-h (fonte: Web)

In figura 32 identifichiamo nell'area racchiusa dai grafici il lavoro (area gialla) del ciclo reale che corrisponde esattamente a quella del grafico in figura 31.

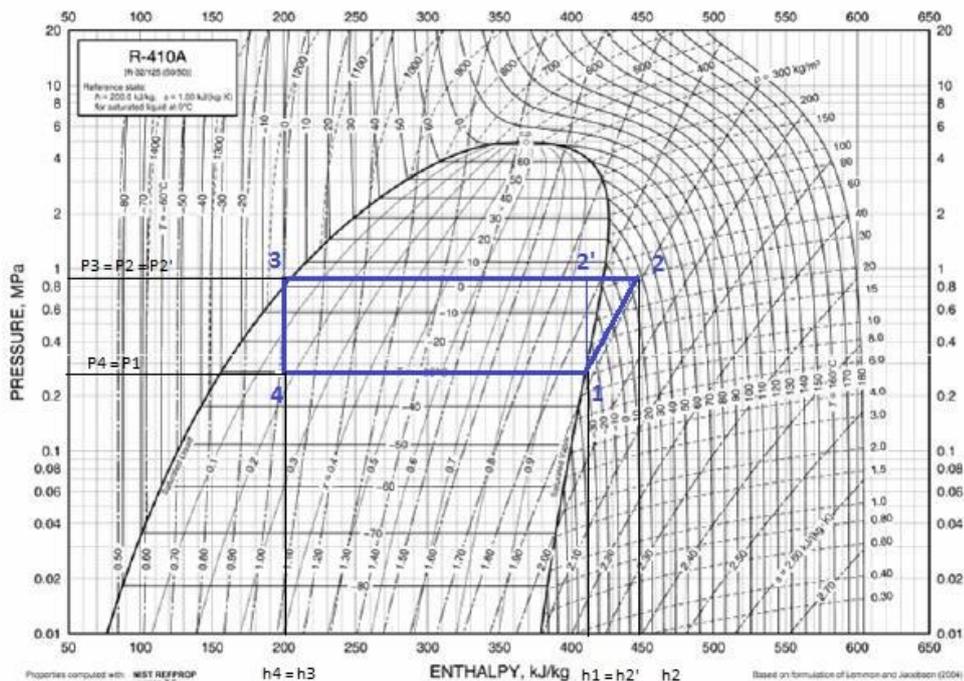


Fig. 33 – Elaborazione ciclo nel diagramma p-h (fonte: Web)

In riferimento alla figura 33 rappresentante il ciclo termodinamico del nostro sistema reale e ai seguenti dati ora in nostro possesso:

- $s_{2'} = s_{4'} = 1,80 \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$
- $s_3 = s_{3'} = 0,5 \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$

possiamo calcolare il lavoro del ciclo ideale, pari all'area verde" di figura 31:

$$L_{ciclo\ ideale} = (1,80 - 0,5) * (306,15) = 398,1 \left[\frac{kJ}{kg} \right]^{20}$$

Prendendo in considerazione i seguenti parametri di entropia relativi al ciclo reale:

- $s_{2'} = s_{4'} = 1,8 \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$
- $s_3 = s_{3'} = 0,8 \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$
- $s_1 = s_2 = 1,9 \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$

considerando $\Delta T = 15^\circ$ e aggiungendo al ciclo il lavoro di compressione del fluido ²¹, il lavoro del ciclo reale sarà pari a:

$$L_{ciclo\ reale} = [(1,90 - 0,5) * (336,15)] + [(1,9 - 1,8) * (155,1)] = 486,12 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

che corrisponde alla somma di tutta l'area racchiusa dal poligono di figura 31. Dai calcoli ottenuti si evince, come prospettato, che il lavoro del ciclo reale sia maggiore di quello ideale.

²⁰Esprimiamo il lavoro in $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$ in quanto si tratta di lavoro per unità massica di fluido

²¹Ipotizziamo una temperatura di fine compressione reale a circa 50 °C

5.4 Efficienza

Considerando che il rendimento (S.C.O.P.) è funzione delle temperature di ingresso e di uscita della macchina, sono stati relazionati i dati della ΔT in possesso per ottenere il diagramma di figura 34: nelle considerazioni effettuate la temperatura del locale da riscaldare è stata fissata a 18 °C mentre è stata modulata la temperatura dell'aria esterna

$$S.C.O.P.^{22} = \frac{Q_2}{L_{ciclo}} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

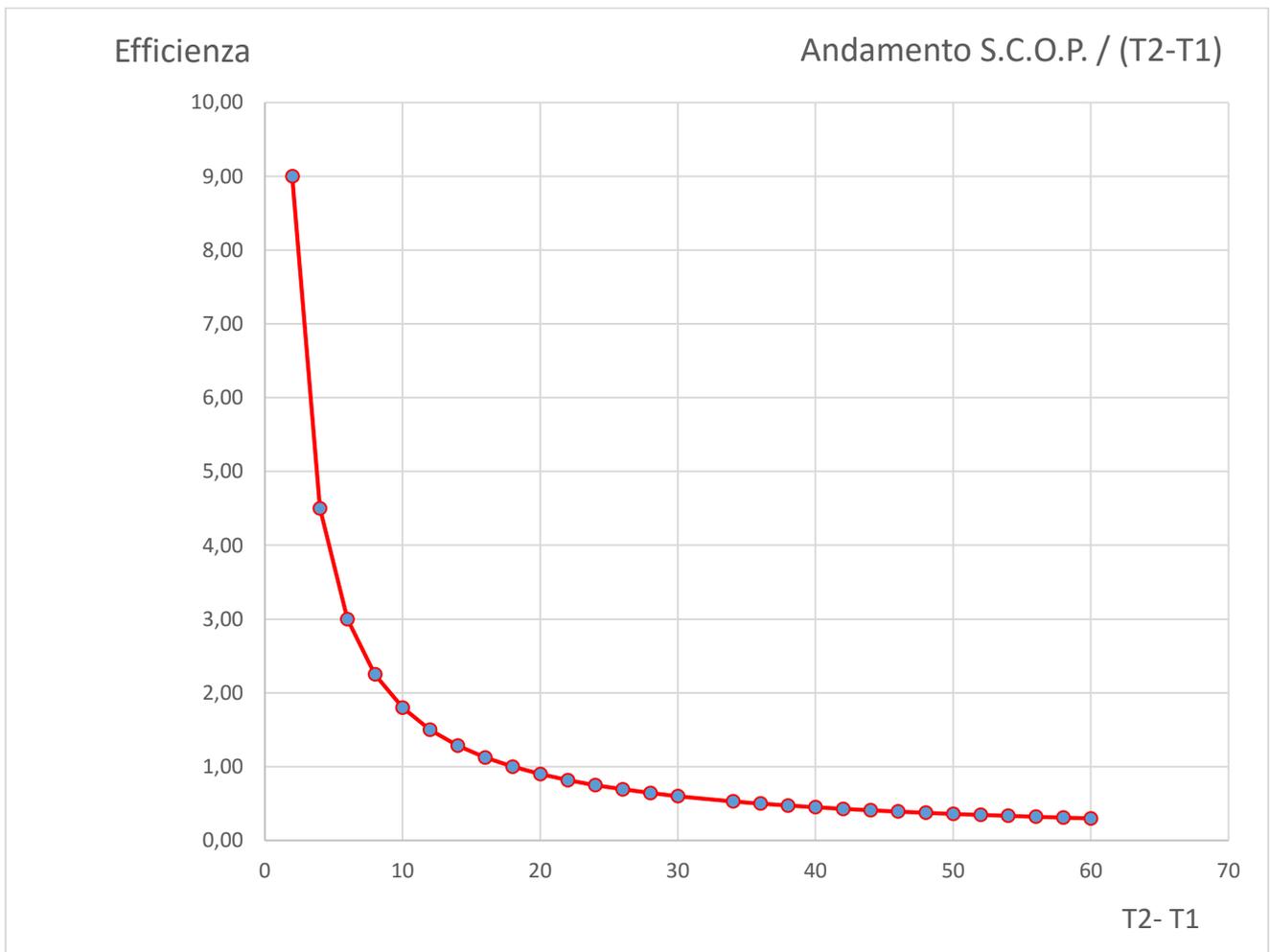


Fig. 34 – Andamento del S.C.O.P in funzione di ΔT

²²Relativo alla pompa di calore

Conclusioni

Diverse sono state le conclusioni cui si è pervenuti nell'arco della trattazione. In tale sede, dunque, si cercherà di sviluppare una breve riflessione generale alla luce di quanto emerso.

In primo luogo è stata verificata la possibilità di effettuare concretamente una modifica ad una pompa di calore operante in regime stazionario, garantendo, in tal modo, un funzionamento della stessa anche a basse temperature, andando di conseguenza a ridurre o addirittura ad evitare cicli di sbrinamento.

La modifica consiste nell'ideazione di un componente accessorio alla pompa di calore che, sfruttando l'effetto Venturi, e quindi la depressione dell'aria, permette di generare un ciclo combinato di aria calda e fredda che, unendo ambiente interno ed evaporatore, consente la riduzione degli interventi di defrosting, con conseguente aumento di efficienza della macchina.

Anche se teoricamente risulta accettabile il valore del lavoro del ciclo combinato, nonché il risultato sul calcolo dell'efficienza della macchina, resta comunque chiaro il fatto che solo una prototipazione potrebbe aiutare a definire eventuali pregi e difetti del componente preso in considerazione.

Lo studio è proseguito esaminando il lavoro reale e ideale relativo al ciclo della macchina durante il suo funzionamento: in linea con le ipotesi, i rispettivi valori sono risultati tanto maggiori quanto più bassa è stata considerata la temperatura dell'aria esterna aspirata dalla macchina a parità di temperatura richiesta dall'utenza. In merito a questo, si è avuto modo di constatare che il valore dell'efficienza della macchina è risultata dipendente dalla differenza di temperatura tra l'aria esterna e l'aria del locale.

Concludendo, può ritenersi che l'utilizzo ottimale di tale componente sia ravvisabile nell'applicazione dello stesso in zone climatiche in cui la temperatura non raggiunga valori estremi quali, ad esempio, - 10/-15° C.

Bibliografia e applicativi

NERI DI MONTENEGRO, BIANCHI, PERETTO *Sistemi energetici e loro componenti*, Seconda edizione PITAGORA EDITRICE BOLOGNA.

YUNUS A. CENGEL, *Termodinamica e trasmissione del calore*, Seconda edizione McGRAW HILL EDUCATION.

MARCHI, RUBATTA, *Meccanica dei fluidi: principi e applicazioni idrauliche* UTET.

Applicativo: *Solidworks 2014*, DASSAULT

Applicativo: *Excel 2016*, MICROSOFT

Applicativo: *Word 2016*, MICROSOFT

Applicativo: *Publisher2016*, MICROSOFT