

# **POLITECNICO DI TORINO**

*Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e  
Nucleare*

## **TESI DI LAUREA MAGISTRALE**

**POMPE DI CALORE AD ALTA TEMPERATURA E  
RICOMPRESIONE MECCANICA DEL VAPORE: ANALISI  
DI UN IMPIANTO INDUSTRIALE PER LA  
DECARBONIZZAZIONE E L'EFFICIENZA ENERGETICA**



**Politecnico  
di Torino**

Relatori:

Michel Noussan

Gabriele Fambri

Francesco Neirotti (Armstrong International)

Candidata:

Alice D'Alessandro

*Novembre 2025*

## Abstract

La tesi si concentra sull'analisi e l'implementazione di soluzioni per il miglioramento dell'efficienza energetica negli impianti industriali, con particolare attenzione all'uso delle pompe di calore ad alta temperatura, alla ricompressione meccanica del vapore e al recupero termico con l'obiettivo della decarbonizzazione dei processi. L'obiettivo principale è esplorare come tali tecnologie possano contribuire a ridurre la dipendenza dai combustibili fossili e a ottimizzare i consumi energetici, contribuendo così agli obiettivi di sostenibilità globale. Il lavoro analizza in dettaglio il funzionamento delle pompe di calore industriali, le varie tipologie di compressori e scambiatori di calore, nonché le soluzioni MVR (*mechanical vapor recompression*), con un focus sulle loro applicazioni industriali. Il lavoro ha incluso l'analisi di un caso studio reale, in cui è stato eseguito uno studio preliminare per configurare un sistema integrato di pompe di calore ad alta temperatura e MVR, con il relativo dimensionamento del sistema. Sono stati stimati anche i potenziali risparmi energetici e le riduzioni delle emissioni di CO<sub>2</sub> derivanti dall'adozione di questa soluzione. Attraverso un'analisi tecnico-economica, è stata valutata la fattibilità di tale soluzione, considerando anche gli incentivi disponibili, che offrono un supporto significativo, contribuendo a renderla più accessibile e favorevole dal punto di vista economico.

La tesi è stata svolta in collaborazione con l'azienda Armstrong International italiana, la quale si occupa di efficienza energetica negli impianti industriali attraverso analisi delle utilities termiche, pompe di calore ad alta temperatura e gestione del vapore. Per motivi di riservatezza aziendale, alcune informazioni dettagliate sono state omesse nel corpo della tesi. Per ulteriori approfondimenti, è possibile contattare Francesco Neirotti.

# Sommario

Indice delle tabelle .....	4
Indice delle figure .....	6
Indice degli acronimi .....	8
1. Introduzione .....	9
2. Pompe di calore.....	16
2.1 Pompe di calore industriali a compressione meccanica.....	18
2.1.1 Fluidi refrigeranti.....	22
2.1.2 Compressori .....	25
2.1.3 Scambiatori di calore .....	35
3. Ricompressione meccanica del vapore (MVR) .....	37
3.1 Soluzioni Piller: VapoFan, VapoFlex e VapoMaxX .....	38
3.2 Soluzioni Atlas Copco: Roots pump, turbocompressori.....	40
3.3 Vantaggi e sfide dei compressori MVR.....	43
4. Recupero termico compressori.....	44
4.1 Recupero termico compressori ad aria.....	45
4.2 Recupero termico compressori impianti frigoriferi .....	48
5. Presentazione del caso studio.....	50
6. Situazione attuale.....	54
7. Soluzione proposta.....	68
7.1 Riferimenti progettuali.....	72
7.2 Considerazioni progettuali.....	73
7.3 Dimensionamento pompa di calore.....	73
7.4 Valutazione delle soluzioni per il recupero termico .....	79
7.5 Logica di controllo.....	82
7.6 Dimensionamento tubazioni .....	83
7.7 Analisi economica.....	87
7.7.1 Incentivi .....	87
7.7.2 Analisi tecnico-economica con incentivi .....	89
8. Conclusioni .....	101
Bibliografia .....	105

## Indice delle tabelle

Tabella 1 Emissioni totali di CO <sub>2</sub> nell'EU-27 dal 2011 al 2023, con variazioni annuali e cambiamenti rispetto ai valori del 1990 [4] .....	10
Tabella 2 Emissioni totali di CO <sub>2</sub> in Italia dal 2011 al 2023, con variazioni annuali e cambiamenti rispetto ai valori del 1990 [4] .....	13
Tabella 3 Caldaia principale: consumo di gas, produzione di vapore e vapore consumato al degasatore (valori medi giornalieri).....	55
Tabella 4 Efficienza caldaia principale.....	57
Tabella 5 Cogeneratore: consumo di metano, produzione di vapore, vapore consumato al degasatore e produzione di elettricità (valori medi giornalieri). .....	58
Tabella 6 Cogeneratore: consumo di gas naturale e della produzione di energia (elettrica, vapore, LT e HT), con i relativi rendimenti e perdite energetiche. ....	58
Tabella 7 Potenza elettrica compressori e COP Pompa di calore centrale frigorifera G.61	
Tabella 8 Percentuale ore di funzionamento mensili compressori centrale frigorifera G. ....	61
Tabella 9 Numero e compressori attivi centrale frigorifera G. ....	62
Tabella 10 Flussi di energia nello stabilimento. ....	65
Tabella 11 Tabella riassuntiva dei consumi e della portata di vapore mensili per l'edificio H.....	74
Tabella 12 Tabella riassuntiva potenza media, massima e minima mensile per l'evaporatore.....	75
Tabella 13 Risultati Pompa di calore 2 compressori + MVR: copertura domanda vapore, potenza compressori sfruttata, riduzione CO <sub>2</sub> .....	80
Tabella 14 Risultati Pompa di calore 3 compressori + MVR: copertura domanda vapore, potenza compressori sfruttata, riduzione CO <sub>2</sub> .....	81
Tabella 15 Portate, potenze termiche, COP dei singoli componenti e del sistema complessivo in condizioni nominali. ....	81
Tabella 16 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione di mandata compressori gruppo frigo F/ torri evaporative – evaporatore pompa di calore.....	84
Tabella 17 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione di ritorno evaporatore pompa di calore - compressori gruppo frigo G/ torri evaporative.....	84
Tabella 18 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione di mandata condensatore.....	84
Tabella 19 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione di alimentazione condensatore.....	84
Tabella 20 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione di alimentazione scambiatore acqua-vapore.....	85
Tabella 21 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione separatore vapore saturo - MVR.....	85

Tabella 22 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione MVR - collettore.....	85
Tabella 23 Prezzi, fattori di emissione, fattori di conversione e sovrapprezzi stimati ETS 2 per gas naturale ed energia elettrica.....	90
Tabella 24 OPEX, risparmi acqua, risparmi ETS 2, calcolo consumi in TEP per certificati bianchi.....	91
Tabella 25 CAPEX e risparmi per Fondo di transizione + ETS 2.....	92
Tabella 26 Fabbisogno elettrico nazionale e quota di FER sul fabbisogno per il 2030 (scenari PNIEC Policy e PNIEC Slow) e per il 2040 (scenari DE-IT, GA-IT e PNIEC Slow) [30]. .....	94
Tabella 27 Stima fattore di emissione energia elettrica per il 2030 (scenari PNIEC Policy e PNIEC Slow) e 2040 (scenari DE-IT, GA-IT, PNIEC Slow) [30].....	95
Tabella 28 Riduzione di emissioni di CO <sub>2</sub> in funzione del fattore di emissione dell'energia elettrica. ....	95
Tabella 29 Stima risparmi 2030 e 2040.....	96
Tabella 30 Analisi di sensitività.....	96
Tabella 31 OPEX soluzione proposta e caldaia elettrica. ....	98
Tabella 32 Confronti dei costi annuali tra pompa di calore + MVR e caldaia elettrica in funzione del prezzo dell'elettricità.....	98

## Indice delle figure

Figura 1 Emissioni totali di CO <sub>2</sub> nell'EU-27 dal 2011 al 2023 [4].....	11
Figura 2 Variazione percentuale annuale delle emissioni nell'UE-27 [4].....	12
Figura 3 Quote settoriali delle emissioni di CO <sub>2</sub> in Italia nel 2023 [4] .....	13
Figura 4 Livelli di temperatura e domanda finale di energia per il riscaldamento e il raffreddamento per paese nell'UE28+3 [5].....	14
Figura 5 Distribuzione della temperatura per sottosettori utilizzata nella domanda finale di energia per riscaldamento e raffreddamento per paese nell'UE28+3 [5].....	14
Figura 6 Schema concettuale di una macchina frigorifera (T <sub>1</sub> >T <sub>2</sub> ).....	16
Figura 7 Tipologie di sorgente calda, elettricità e sorgente fredda [9] .....	17
Figura 8 Ciclo inverso di Carnot.....	19
Figura 9 Schema pompa di calore a compressione meccanica (ciclo chiuso) [11].....	20
Figura 10 Differenza tra ciclo reale e ideale di Carnot: piano p-h [12].....	21
Figura 11 Differenza tra ciclo reale e ideale di Carnot: piano T-s [12].....	21
Figura 12 Curve di miscibilità. I) Olio di petrolio naftenico con R502; II) Olio di petrolio naftenico con R22; III) Olio Zerice S41 con R502; IV) Olio Zerice S41 con R22.....	22
Figura 13 Compressore a vite. [14].....	27
Figura 14 Compressore Scroll [15].....	30
Figura 15 Compressore volumetrico alternativo [16].....	31
Figura 16 Compressore dinamico [17].....	33
Figura 17 Limiti operativi compressore in funzione della temperatura di condensazione e di evaporazione [18].....	35
Figura 18 VapoFan a uno stadio [20].....	38
Figura 19 VapoFan a due stadi [20].....	39
Figura 20 VapoFlex [20].....	39
Figura 21 VapoMaxX [20].....	40
Figura 22 Energia recuperabile raffreddamento compressori Atlas Copco [22]. .....	47
Figura 23 Pianta stabilimento. ....	53
Figura 24 Produzione giornaliera di vapore caldaia principale. ....	54
Figura 25 Box Plot consumo gas caldaia principale.....	55
Figura 26 Box Plot produzione vapore caldaia principale.....	56
Figura 27 Distribuzione in frequenza della percentuale di carico. ....	56
Figura 28 Produzione annuale di vapore cogeneratore.....	59
Figura 29 Box plot consumo gas naturale cogeneratore.....	59
Figura 30 Box plot produzione di vapore cogeneratore.....	60
Figura 31 Box plot produzione di elettricità.....	60
Figura 32 Campagna di misurazione delle temperature e portata del circuito di raffreddamento.....	64
Figura 33 Dati di targa del circuito di raffreddamento compressori.....	65
Figura 34 Diagramma di Sankey distribuzione energia totale stabilimento. ....	66
Figura 35 Divisione consumo di vapore per utente. ....	67

Figura 36 Schema preliminare soluzione proposta.....	71
Figura 37 Consumo oario di vapore Edificio H.....	74
Figura 38 Consumo mensile (luglio e novembre) consumo vapore Edificio H.....	74
Figura 39 Potenza termica evaporatore stimata.....	75
Figura 40 Potenza termica evaporatore reale.....	79
Figura 41 Caso 1: finestra recuperabile evaporatore tra 471 kW e 117.75 kW.....	80
Figura 42 Caso 2: finestra recuperabile tra 540 kW e 90 kW.....	81
Figura 43 Posizionamento pompa di calore e tubazioni.....	86
Figura 44 Confronto dei costi annuali tra pompa di calore + MVR e caldaia elettrica in funzione del prezzo dell'elettricità.....	98

## Indice degli acronimi

CAPEX: Capital Expenditure (Spese in conto capitale)  
COP: Coefficient of Performance (Coefficiente di Prestazione)  
COP21: 21<sup>a</sup> Conferenza delle Parti della Convenzione Quadro delle Nazioni Unite sui Cambiamenti Climatici  
EAF: Electric Arc Furnace (Fornace ad arco elettrico)  
EEA: European Environment Agency (Agenzia Europea dell'Ambiente)  
EUA: European Union Allowances (Quote di Emissione dell'Unione Europea)  
EU ETS: European Union Emissions Trading System (Sistema di Scambio delle Emissioni dell'Unione Europea)  
ETS: Emissions Trading System (Sistema di Scambio delle Emissioni)  
GHG: Greenhouse Gases (Gas Serra)  
GSE: Gestore dei Servizi Energetici  
GWP: Global Warming Potential (Potenziale di Riscaldamento Globale)  
HP: Heat Pump (Pompa di Calore)  
IHP: Industrial Heat Pump (Pompa di Calore Industriale)  
MVR: Mechanical Vapor Recompression (Ricompressione Meccanica del Vapore)  
ODP: Ozone Depletion Potential (Potenziale di Deplezione dell'Ozono)  
OPEX: Operational Expenditure (Spese operative)  
PNIEC: Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima  
R1233zd(E): 1,1,1,3,3-Pentafluoro-2-propene  
R1234yf: 2,3,3,3-Tetrafluoropropene  
R1234ze(E): 2,3,3,3-Tetrafluoropropene  
R-290: Propano  
R-600: Isobutano  
TEE: Titoli di Efficienza Energetica  
TEWI: Total Equivalent Warming Impact (Impatto Totale Equivalente sul Riscaldamento)  
TEP: Tonnellate Equivalenti di Petrolio  
UE: Unione Europea  
UNCED: United Nations Conference on Environment and Development (Conferenza delle Nazioni Unite sull'Ambiente e lo Sviluppo)  
UNFCCC: United Nations Framework Convention on Climate Change (Convenzione Quadro delle Nazioni Unite sui Cambiamenti Climatici)  
VFD: Variable Frequency Drive (Inverter)

## 1. Introduzione

Nel 1992, la crescente consapevolezza dell'impatto delle emissioni di gas serra sul cambiamento climatico globale portò all'adozione della UNFCCC, un trattato che, pur non imponendo obiettivi vincolanti, stabilì il quadro per la cooperazione internazionale in materia di cambiamento climatico [1]. Questo trattato fu uno dei principali risultati del Rio Earth Summit, ufficialmente conosciuto come la UNCED. Il Rio Earth Summit riunì oltre 170 Paesi e segnò un punto di svolta nelle politiche internazionali per la sostenibilità e segnò l'inizio di una serie di negoziazioni volte a limitare il riscaldamento globale. Nel 1997, fu adottato il Protocollo di Kyoto, il primo accordo internazionale vincolante che stabiliva obiettivi di riduzione delle emissioni per i Paesi industrializzati [1]. Tuttavia, nonostante alcuni progressi, l'accordo non fu sufficientemente efficace nel raggiungere gli obiettivi globali di contenimento del riscaldamento. Nel 2015, durante la COP21, l'Accordo di Parigi adottò un approccio universale, coinvolgendo tutti i Paesi con l'obiettivo di limitare l'aumento della temperatura globale ben al di sotto dei 2°C, puntando idealmente a 1.5°C [1]. L'Accordo, firmato nel 2016 da 197 Paesi, sottolineava la necessità di azioni urgenti e coordinate per la riduzione delle emissioni di gas serra, promuovendo la transizione verso un'economia a basse emissioni di carbonio [1]. La firma di così tanti Paesi, tra cui le principali economie mondiali come gli Stati Uniti, la Cina, l'Unione Europea e l'India, ha segnato un punto di svolta nella diplomazia climatica, con l'impegno comune a ridurre le emissioni e a finanziare la transizione energetica nei Paesi in via di sviluppo. Tuttavia, gli Stati Uniti, secondo maggior produttore di emissioni di gas serra (13%), pur essendo inizialmente tra i firmatari, sotto la presidenza di Donald Trump, decisero di ritirarsi dall'Accordo di Parigi nel 2017, giustificando tale scelta con la convinzione che l'accordo fosse dannoso per l'economia americana, in particolare per l'industria dei combustibili fossili. Con l'elezione di Joe Biden nel 2020, gli Stati Uniti rientrarono nell'Accordo, riaffermando l'impegno verso un futuro a basse emissioni di carbonio. Il 20 gennaio 2025, Donald Trump, tornato alla presidenza per la seconda volta, firmò un ordine esecutivo che ritirava nuovamente gli Stati Uniti dall'Accordo, rilanciando la priorità sul petrolio e sul gas per il dominio energetico. Tuttavia, nel 2020, molti paesi si sono impegnati ad adottare misure più drastiche attraverso politiche. Ad esempio, la Danimarca ha preso l'iniziativa di raggiungere la neutralità carbonica entro il 2025, il Regno Unito e il Giappone mirano a raggiungere la neutralità carbonica entro il

2050, e la Cina ha annunciato che le sue emissioni di carbonio avrebbero raggiunto il picco prima del 2030 e si impegnerebbero a raggiungere la neutralità carbonica entro il 2060 [1]. In Italia, il governo ha adottato politiche ambiziose per ridurre le emissioni di gas serra e raggiungere gli obiettivi climatici europei. L'Italia si è impegnata, in linea con gli obiettivi europei e internazionali, a una profonda riduzione delle proprie emissioni: il 55% entro il 2030 [2] [3], il 90% entro il 2040 e la neutralità carbonica entro il 2050, obiettivi fissati dalla Normativa europea sul clima [3]. Per conseguire questi obiettivi, sono state adottate misure specifiche nei vari settori, tra cui il sistema ETS, che include gli impianti industriali ad alta intensità di emissioni, i quali sono chiamati a ridurre le proprie emissioni di circa il 63% rispetto ai livelli del 2005 a livello europeo [2]. Tuttavia, la riduzione delle emissioni non riguarda solo il settore ETS, ma anche i settori non-ETS, come quello agricolo, dei trasporti e civile, che sono chiamati a contribuire al raggiungimento degli obiettivi nazionali, con un target di riduzione delle emissioni pari al 40% entro il 2030 rispetto ai livelli del 2005 [2]. Nonostante siano stati compiuti dei progressi, il raggiungimento dei target europei rimane una sfida considerevole.

Le emissioni di CO<sub>2</sub> nell'Unione Europea hanno mostrato una tendenza generale alla riduzione negli ultimi decenni, come evidenziato dai dati forniti dall'EEA [4]. Nel periodo dal 1990 al 2023, le emissioni di CO<sub>2</sub> sono diminuite significativamente, con una riduzione complessiva di circa il 37.3% rispetto ai livelli del 1990. Le emissioni totali sono passate da 2'968 milioni di tonnellate di CO<sub>2</sub> nel 2011 a 2'266 milioni di tonnellate nel 2023, come mostrato in Tabella 1.

*Tabella 1 Emissioni totali di CO<sub>2</sub> nell'EU-27 dal 2011 al 2023, con variazioni annuali e cambiamenti rispetto ai valori del 1990 [4].*

Anno	Emissioni CO <sub>2</sub> [t]	Differenza nelle emissioni [t]	% di differenza nelle emissioni	Cambiamento assoluto dal 1990	Cambiamento % dal 1990
2011	2'968'092'508	-98'358'389	-3.21%	-646'290'997	-17.88%
2012	2'907'613'037	-60'479'471	-2.04%	-706'770'468	-19.55%
2013	2'817'639'685	-89'973'352	-3.09%	-796'743'820	-22.04%
2014	2'698'206'575	-119'433'111	-4.24%	-916'176'930	-25.35%
2015	2'764'719'309	66'512'734	2.47%	-849'664'196	-23.51%
2016	2'764'851'910	132'601	0.00%	-849'531'595	-23.50%
2017	2'836'674'471	71'822'561	2.60%	-777'709'034	-21.52%
2018	2'834'958'404	-1'716'067	-0.06%	-779'425'101	-21.56%
2019	2'700'773'625	-134'184'779	-4.73%	-913'609'880	-25.28%
2020	2'420'659'079	-280'114'546	-10.37%	-1'193'724'426	-33.03%

2021	2'591'894'814	171'235'735	7.07%	-1'022'488'691	-28.29%
2022	2'537'747'848	-54'146'966	-2.09%	-1'076'635'657	-29.79%
2023	2'266'400'729	-271'347'118	-10.69%	-1'347'982'776	-37.29%

## Emissions in EU-27

Hover over the bars to see emissions

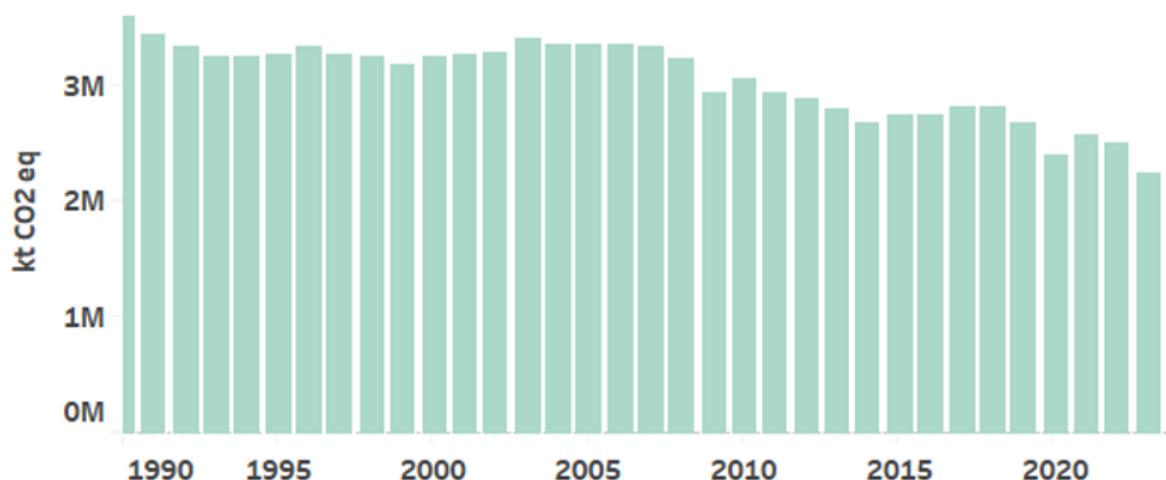


Figura 1 Emissioni totali di CO<sub>2</sub> nell'EU-27 dal 2011 al 2023 [4].

Analizzando la Figura 1, si rilevano alcuni anni caratterizzati da significative riduzioni delle emissioni, in particolare intorno agli anni 2009-2010, in parte dovute alla crisi economica globale, e più recentemente durante la pandemia di COVID-19, che ha provocato una drastica contrazione delle attività economiche. Come evidenziato dalla Figura 2, nel 2009 si registrò una diminuzione di oltre il 7%, e nel 2020, del 10.6%. Nel 2023, l'UE ha registrato una significativa riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub>, 10.7% rispetto al 2022 e del 37% rispetto al 1990, grazie a una serie di fattori, tra cui l'aumento dell'energia rinnovabile (eolico e solare), la progressiva dismissione del carbone e il calo record delle emissioni nel settore ETS, che comprende la produzione di energia elettrica e l'industria. Inoltre, la capacità di assorbimento del carbonio dei pozzi naturali è aumentata dell'8,5%, contribuendo a un bilancio netto più favorevole. L'UE è sulla buona strada per raggiungere l'obiettivo di ridurre le emissioni almeno del 55% entro il 2030.

## Annual percentage change emissions in EU-27

Hover over the bars to see percentage change

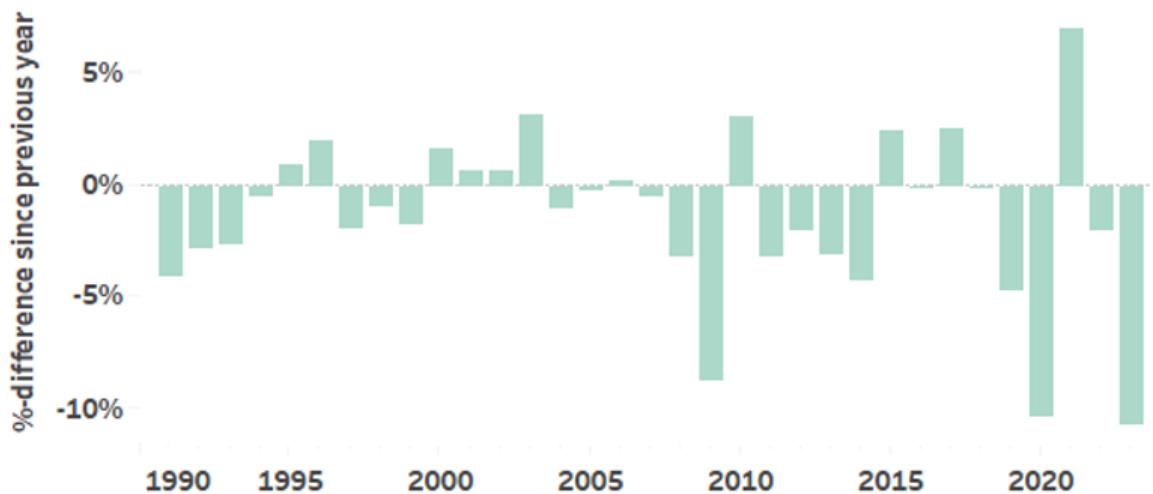


Figura 2 Variazione percentuale annuale delle emissioni nell'UE-27 [4].

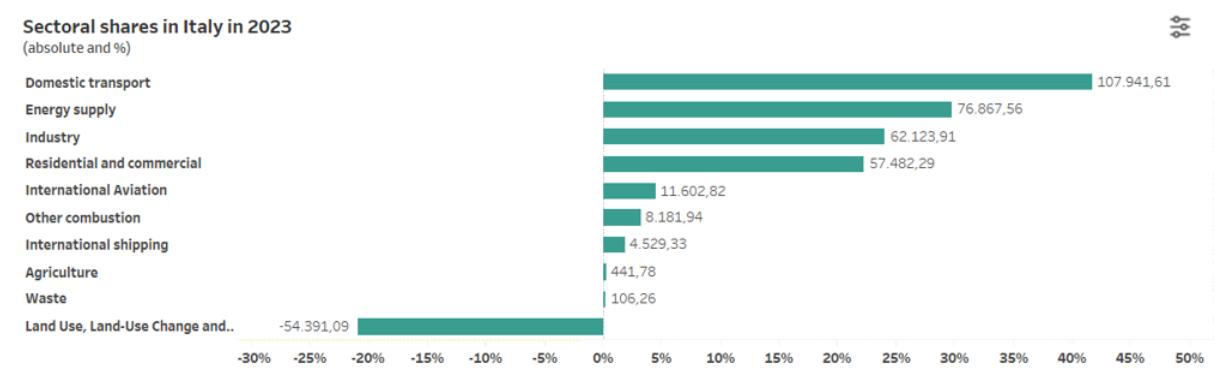
In Italia, nel periodo dal 2011 al 2023, le emissioni di CO<sub>2</sub> hanno registrato un significativo abbassamento rispetto ai livelli del 1990 [4]. Come mostrato in Tabella 2, nel 2011, le emissioni ammontavano a circa 391 milioni di tonnellate, per poi diminuire progressivamente fino a raggiungere circa 258 milioni di tonnellate nel 2023. Questo rappresenta una riduzione complessiva di circa il 40.4% rispetto al livello del 1990. Durante questo periodo, si sono verificati diversi anni di riduzione, con un picco di abbassamento delle emissioni nel 2020, anno segnato dalla pandemia, che ha causato una diminuzione del 10.03% rispetto all'anno precedente. Nel 2023, le emissioni di CO<sub>2</sub> si sono ridotte del 14% rispetto al 2022 e del 40% rispetto al 1990. Tale riduzione è principalmente dovuta a fattori congiunturali e strutturali, come evidenziato dall'Enea. Il contributo più significativo è arrivato dal settore energetico, dove si è registrata una diminuzione dell'uso del carbone, che era stato impiegato in modo emergenziale per ridurre la dipendenza energetica dalla Russia. Parallelamente, si è ridotta la domanda di energia elettrica, con una conseguente diminuzione della produzione elettrica da gas, mentre quella da fonti rinnovabili è tornata a crescere dopo il calo del 2022. Anche i consumi di energia negli edifici sono diminuiti, probabilmente in risposta all'aumento dei costi energetici e a un inverno particolarmente mite, ma anche grazie ai miglioramenti nell'efficienza energetica. Infine, i consumi energetici nell'industria sono diminuiti a causa di una contrazione della produzione industriale, che nel 2023 ha registrato una riduzione del 2,5% rispetto all'anno precedente. Questi fattori hanno contribuito in modo

determinante alla progressiva diminuzione delle emissioni di CO<sub>2</sub> a livello nazionale. Dunque, anche l'Italia, è sulla buona strada per raggiungere l'obiettivo di ridurre le emissioni almeno del 55% entro il 2030.

*Tabella 2 Emissioni totali di CO<sub>2</sub> in Italia dal 2011 al 2023, con variazioni annuali e cambiamenti rispetto ai valori del 1990 [4].*

Anno	Emissioni CO <sub>2</sub> [t]	Differenza nelle emissioni [t]	% di differenza nelle emissioni	Cambiamento assoluto dal 1990	Cambiamento % dal 1990
2011	391'484'213	-4'901'424	-1.24%	-42'844'010	-9.86%
2012	379'492'857	-11'991'356	-3.06%	-54'835'366	-12.63%
2013	330'345'577	-49'147'280	-12.59%	-103'982'646	-23.94%
2014	309'537'604	-20'807'973	-6.30%	-124'790'619	-28.73%
2015	319'762'999	10'225'396	3.30%	-114'565'224	-26.38%
2016	314'348'703	-5'414'297	-1.69%	-119'979'520	-27.62%
2017	325'483'483	11'334'781	3.54%	-108'844'740	-25.06%
2018	299'827'029	-25'656'454	-7.88%	-134'501'194	-30.97%
2019	292'321'002	-7'506'027	-2.50%	-142'007'221	-32.70%
2020	263'013'311	-29'307'691	-10.03%	-171'314'912	-39.445%
2021	297'541'301	34'527'991	13.13%	-136'786'922	-31.49%
2022	300'642'780	3'101'478	1.04%	-133'685'443	-30.78%
2023	258'754'263	-41'888'517	-13.93%	-175'573'960	-40.42%

Nel 2023, il settore dei trasporti domestici è stato il principale responsabile delle emissioni, contribuendo con il 40% circa del totale delle emissioni italiane, seguito dal settore dell'approvvigionamento energetico (26%) e dall'industria (18%), come mostrato in Figura 3.



*Figura 3 Quote settoriali delle emissioni di CO<sub>2</sub> in Italia nel 2023 [4].*

Dopo aver analizzato l'andamento delle emissioni in Italia negli ultimi anni e aver evidenziato che il settore industriale è uno dei principali responsabili delle emissioni di

$\text{CO}_2$ , è utile esaminare anche come le industrie italiane gestiscono la domanda di calore nelle diverse fasce di temperatura. La Figura 4 e la Figura 5 forniscono un quadro chiaro di come questa domanda si distribuisce.

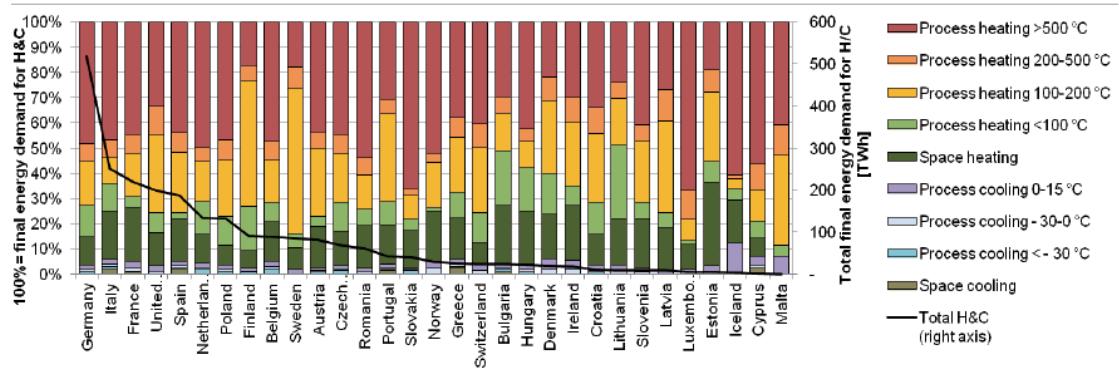


Figura 4 Livelli di temperatura e domanda finale di energia per il riscaldamento e il raffreddamento per paese nell'UE28+3 [5].

La Figura 4 mostra la distribuzione della domanda finale di energia termica per i diversi paesi dell'UE28+3 [5]. Come si può osservare, l'industria italiana presenta una domanda significativa di calore a diverse temperature. Sebbene una parte di questo calore sia richiesto a temperature elevate (oltre i 500 °C), una quantità notevole (10%) è richiesta a temperature più basse, tra i 100 e i 200 °C, e anche a temperature inferiori ai 100 °C.

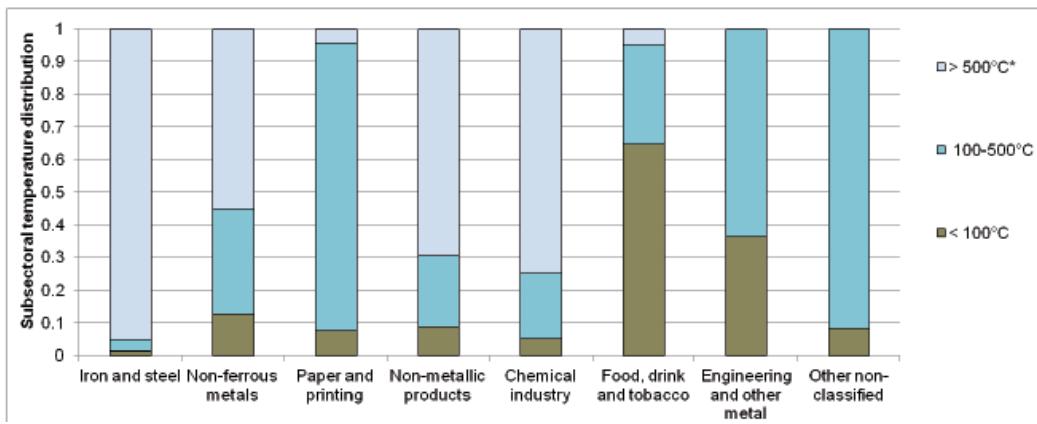


Figura 5 Distribuzione della temperatura per sottosectori utilizzata nella domanda finale di energia per riscaldamento e raffreddamento per paese nell'UE28+3 [5].

La Figura 5 fornisce una panoramica di come la richiesta di calore nelle diverse industrie si distribuisca in base alle temperature [5]. Si nota che settori come la siderurgia (acciaio e ferro) e i metalli non ferrosi richiedono calore a temperature superiori ai 500 °C, mentre altri settori, come la chimica e l'alimentare, necessitano di calore a temperature inferiori.

Il calore a bassa temperatura può essere prodotto utilizzando sistemi a circuito ad acqua o, in alternativa, mediante la combinazione di pompe di calore ad alta temperatura e MVR, come verrà approfondito in questa tesi. Tuttavia, alcune industrie si trovano nella condizione in cui la conversione del calore in un sistema ad acqua risulta difficile o troppo complessa. In questi casi, l'uso combinato di pompe di calore e MVR può rappresentare una soluzione efficace per trasferire il calore da un sistema fossile a uno elettrico, contribuendo così a ridurre le emissioni di CO<sub>2</sub>. Sebbene le pompe di calore contribuiscano a ridurre il consumo di combustibile fossile, migliorando l'efficienza energetica e abbattendo le emissioni, è fondamentale considerare che tale tecnologia comporta un aumento del consumo elettrico, che può ridurre il vantaggio economico complessivo.

Negli ultimi anni, molte applicazioni industriali di pompe di calore ad alta temperatura (fino a 120°C) sono state sviluppate, mostrando il potenziale di queste tecnologie nel miglioramento dell'efficienza energetica nei settori ad alta intensità termica. Diverse applicazioni industriali sono già in corso, anche in Italia, come il progetto di Turboden per il teleriscaldamento di Brescia, dove una pompa di calore sfrutta il calore di scarto a bassa temperatura proveniente da un forno EAF per alimentare la rete cittadina [6], e il caso di Armstrong, che ha implementato una pompa di calore presso Evotec per ottimizzare il consumo di energia e ridurre le emissioni di CO<sub>2</sub> [7]. Questi esempi dimostrano come le pompe di calore siano ormai una soluzione pronta, ma è fondamentale sottolineare che, pur essendo la tecnologia ormai matura, i vantaggi economici delle pompe di calore devono essere valutati caso per caso, tenendo conto del bilancio tra i risparmi sui combustibili fossili e l'incremento dei consumi elettrici.

Tuttavia, la combinazione di pompe di calore con MVR, che ha trovato applicazione su impianti di grandi dimensioni, è ancora rara su scala più piccola, con nessun esempio di applicazione industriale. Il presente lavoro di tesi si propone di esplorare come queste soluzioni possano essere adattate a impianti di dimensioni contenute, riducendo così la dipendenza dai combustibili fossili e contribuendo agli obiettivi di sostenibilità e decarbonizzazione. Nonostante le sfide legate agli elevati costi iniziali e operativi, questa tecnologia presenta un grande potenziale, e gli incentivi economici disponibili potrebbero favorire la sua diffusione anche in contesti industriali di dimensioni più piccole.

## 2. Pompe di calore

Una macchina frigorifera è un sistema termodinamico che consente il trasferimento di energia termica da una sorgente a temperatura più bassa verso un ambiente a temperatura più elevata. Se lo scopo della macchina frigorifera è quello di diminuire sempre più la temperatura del corpo freddo, essa viene chiamata «macchina frigorifera». Invece se lo scopo della macchina frigorifera è quello di aumentare sempre più la temperatura del corpo caldo, allora essa viene chiamata «pompa di calore».

Tale processo contrasta il flusso naturale del calore, il quale, in accordo con la seconda legge della termodinamica, avviene spontaneamente solo dai corpi caldi verso quelli freddi. L'enunciato di Clausius, formulazione particolare della seconda legge della termodinamica, afferma infatti che: *“Il calore non può, di per sé, passare da un corpo più freddo a uno più caldo”*. [8]

Ne deriva che, affinché il trasferimento di calore avvenga in direzione opposta a quella spontanea, è necessario fornire al sistema un lavoro esterno. Lo schema concettuale di funzionamento è illustrato in Figura 6, dove sono evidenziati i flussi di calore e di lavoro.

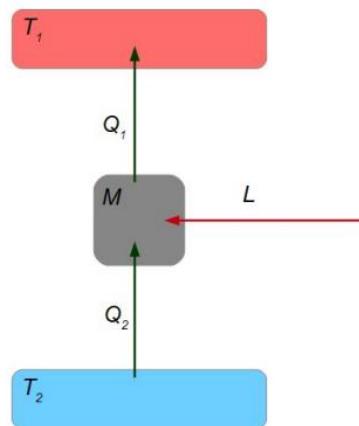


Figura 6 Schema concettuale di una macchina frigorifera ( $T_1 > T_2$ ).

Il bilancio energetico della pompa di calore può essere espresso come:

$$Q_1 = Q_2 + L \quad (1)$$

dove:

- $Q_1$  è la quantità di calore ceduta alla sorgente a temperatura  $T_1$  (sorgente calda);
- $Q_2$  è la quantità di calore ceduta alla sorgente a temperatura  $T_2$  (sorgente fredda);

- $L$  è il lavoro esterno fornito al sistema.

La Figura 7 mostra le diverse tipologie di sorgente calda, elettricità e sorgente fredda.

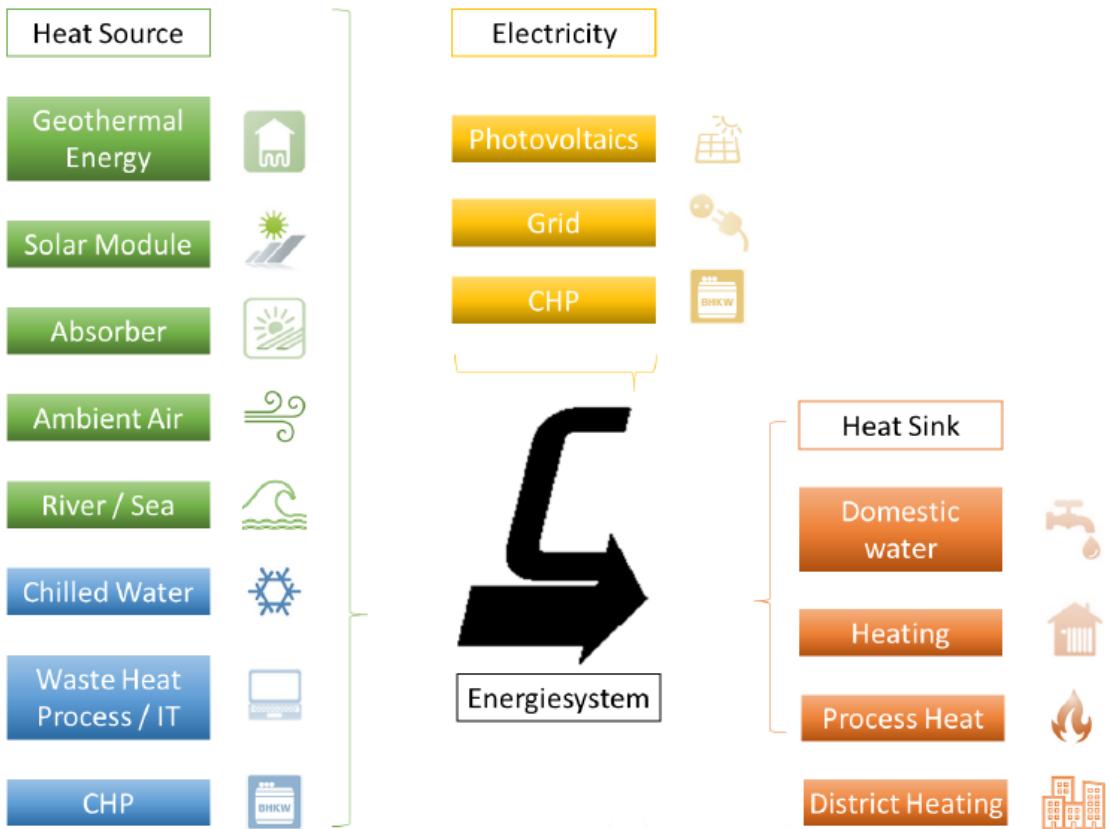


Figura 7 Tipologie di sorgente calda, elettricità e sorgente fredda [9].

Un parametro fondamentale per valutare le prestazioni della macchina è il COP, definito come:

$$COP = \frac{Q_2}{L} \quad (2)$$

Esistono 3 principali tipologie di pompe di calore, classificate in base alla potenza termica erogata, al livello di personalizzazione progettuale e alle temperature raggiungibili: pompe di calore residenziali, pompe di calore ad alta temperatura (o industriali), pompe di calore di grande scala [10].

Le pompe di calore residenziali sono progettate per applicazioni di piccola scala, con una capacità di riscaldamento compresa tra 2 e 50 kW. Tuttavia, se si desidera raggiungere potenze più elevate, ad esempio per alimentare condomini, è comune utilizzare più unità in cascata per aumentare l'affidabilità e la flessibilità del sistema. Questo permette di

gestire meglio i picchi di richiesta, modulando la potenza in base al fabbisogno, e di garantire un backup in caso di guasto di una singola unità. Questi sistemi consentono di raggiungere temperature dell'acqua calda comprese tra 55 °C e 60 °C [10].

Le pompe di calore ad alta temperatura trovano impiego in contesti produttivi e di servizio che richiedono potenze maggiori e condizioni operative più complesse. Con una capacità di riscaldamento che varia da 20 a 2'000 kW, esse vengono realizzate tramite una produzione personalizzata, calibrata sulle necessità del cliente. La progettazione è curata direttamente dal costruttore in collaborazione con studi di consulenza specializzati, al fine di garantire prestazioni elevate e continuità di esercizio. Possono raggiungere temperature dell'acqua calda comprese tra 65 °C e 120 °C, coprendo così un ampio spettro di processi industriali [10].

Le pompe di calore di grande scala sono destinate a impianti complessi e ad applicazioni che richiedono potenze considerevoli, con valori che spaziano da 2'000 a 50'000 kW. Si tratta di soluzioni sviluppate su specifica richiesta, attraverso la collaborazione tra enti pubblici, studi di progettazione e produttori. Tali sistemi sono in grado di erogare acqua calda a temperature comprese tra 70 °C e 100 °C, costituendo un'opzione affidabile per reti di teleriscaldamento e grandi infrastrutture energetiche [10].

## 2.1 Pompe di calore industriali a compressione meccanica

Il ciclo inverso di Carnot rappresenta un modello teorico di riferimento per i cicli frigoriferi e le pompe di calore. Esso è costituito da due trasformazioni isoterme (evaporazione e condensazione) e due trasformazioni isentropiche reversibili (compressione ed espansione), come mostrato in Figura 8. Dal punto di vista teorico, questo ciclo garantisce il massimo valore di COP ottenibile tra due sorgenti di temperatura assegnate.

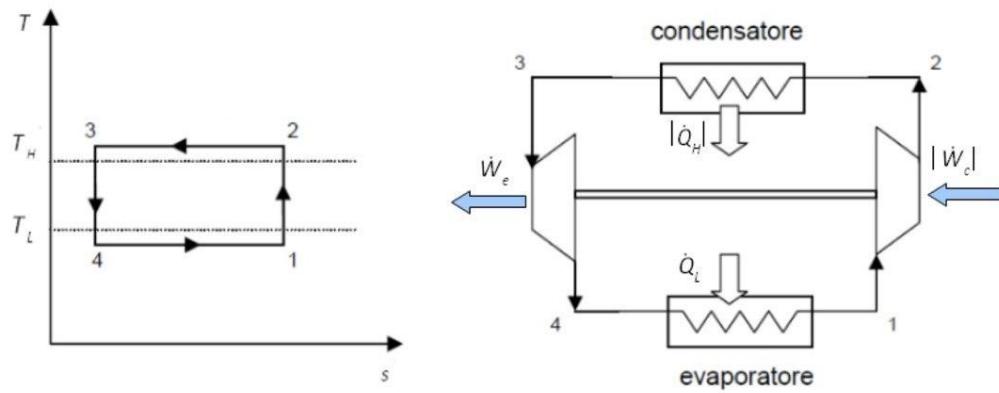


Figura 8 Ciclo inverso di Carnot.

Tuttavia, la sua realizzazione pratica non è possibile, in quanto richiederebbe macchine ideali: compressore e turbina isentropici, scambiatori senza differenze di temperatura e cadute di pressione e fluidi di lavoro che seguono trasformazioni perfettamente reversibili.

Nella pratica, le pompe di calore operano secondo un ciclo di compressione meccanica del vapore, che introduce alcune modifiche fondamentali rispetto al Carnot inverso:

- Espansione: nel ciclo reale, l'espansione isentropica nella turbina è sostituita da una valvola di laminazione. Questo perché la turbina dovrebbe lavorare con miscele bifase, difficili da gestire e con rendimenti molto bassi, e inoltre il lavoro recuperabile sarebbe trascurabile rispetto a quello richiesto dal compressore. La valvola di laminazione, pur realizzando un'espansione isoentalpica e quindi irreversibile, rappresenta una soluzione molto più semplice, a scapito di una riduzione del rendimento complessivo del ciclo.
- Compressione: nel Carnot la compressione è isentropica ideale. Nella realtà, il compressore introduce irreversibilità dovute a perdite meccaniche e fluidodinamiche, oltre alla necessità di garantire un certo grado di surriscaldamento del refrigerante in ingresso, al fine di proteggere le parti meccaniche da eventuali gocce di liquido.
- Scambiatori di calore: mentre nel Carnot l'evaporazione e la condensazione sono trasformazioni isoterme, nel ciclo reale gli scambiatori (evaporatore e condensatore) presentano cadute di pressione e differenze di temperatura finite tra fluido refrigerante e fluido esterno, che comporta ulteriori irreversibilità. Inoltre,

vengono introdotti processi di surriscaldamento e sottoraffreddamento per migliorare il funzionamento del ciclo:

- Il surriscaldamento del vapore in uscita dall'evaporatore assicura che il refrigerante entri nel compressore in fase gassosa, proteggendolo da danni dovuti a possibili trascinamenti di liquido.
- Il sottoraffreddamento del liquido in uscita dal condensatore aumenta l'efficacia del processo di espansione, migliorando il rendimento e la stabilità del ciclo.
- In alcuni impianti è previsto anche uno scambiatore interno di calore che consente di aumentare ulteriormente il grado di surriscaldamento del vapore e di sottoraffreddamento del liquido, migliorando la sicurezza operativa e il COP.
- Linee di collegamento: anche le tubazioni di aspirazione e mandata introducono cadute di pressione e necessitano di un dimensionamento tale da bilanciare perdite e velocità del fluido, contribuendo quindi a differenziare ulteriormente il ciclo reale da quello ideale.

In Figura 9 è rappresentato lo schema di funzionamento per il ciclo reale di una pompa di calore a compressione meccanica.

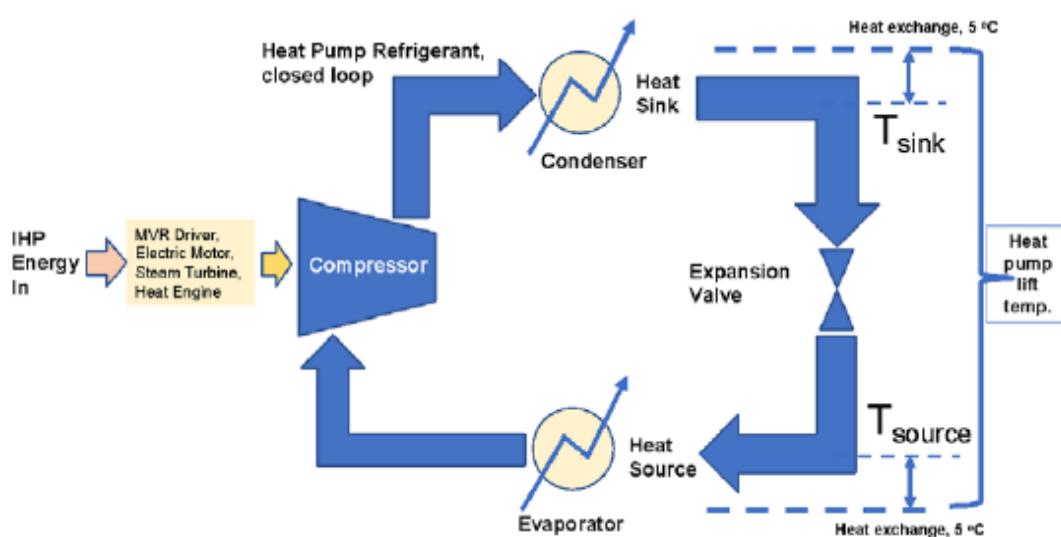


Figura 9 Schema pompa di calore a compressione meccanica (ciclo chiuso) [11].

In Figura 10 e Figura 11 sono riassunte, rispettivamente sul piano p-h e T-s, le differenze tra il ciclo reale e ciclo ideale di Carnot.

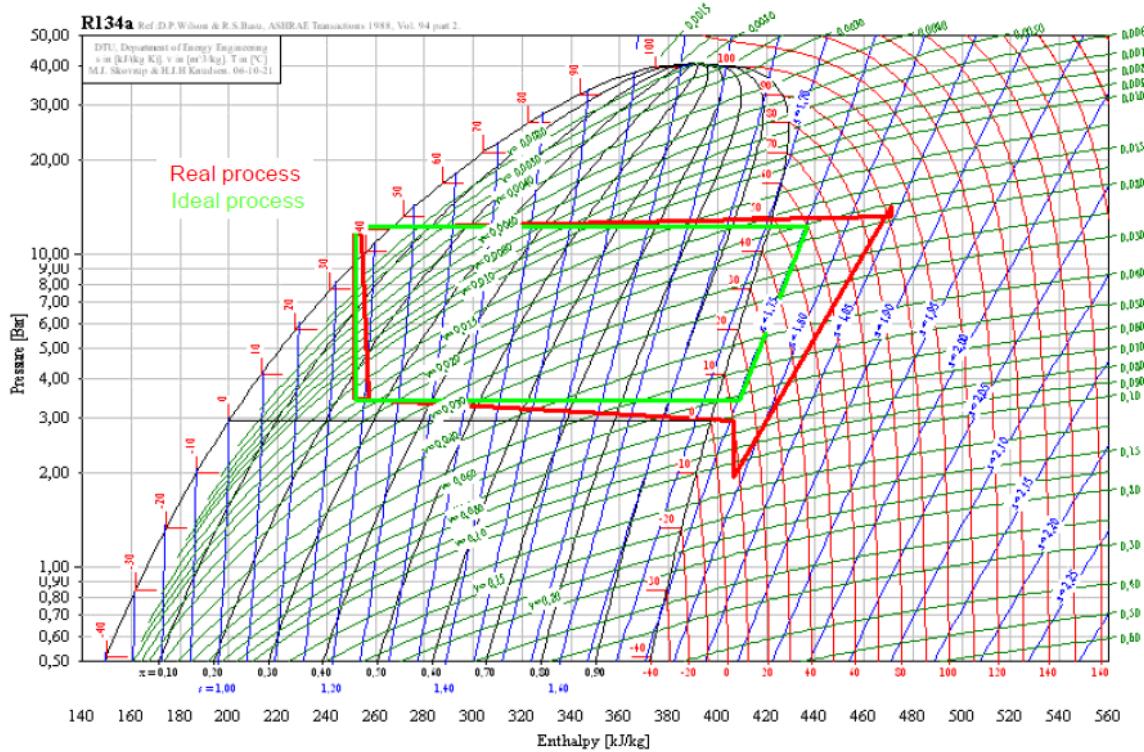


Figura 10 Differenza tra ciclo reale e ideale di Carnot: piano p-h [12].

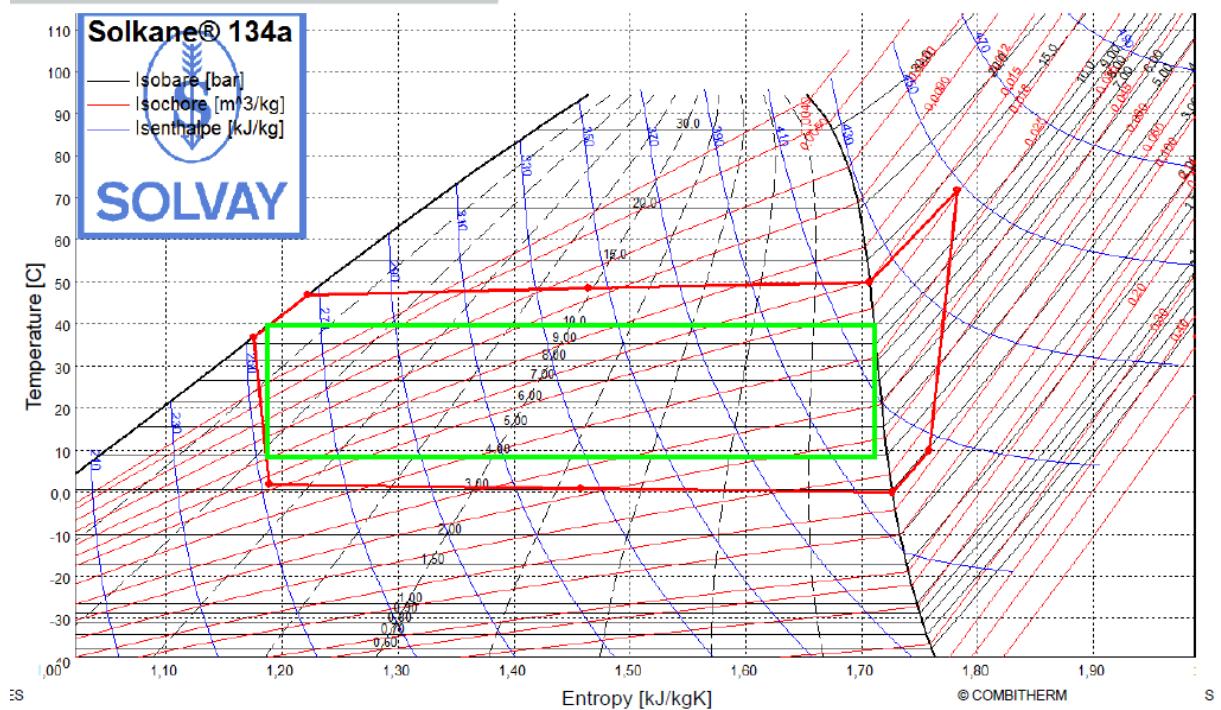


Figura 11 Differenza tra ciclo reale e ideale di Carnot: piano T-s [12].

### 2.1.1 Fluidi refrigeranti

Proprietà chimico-fisiche:

1. Inerzia chimica: il fluido refrigerante non deve reagire con i materiali della macchina né con il lubrificante.
  - Compatibilità fluido-lubrificante: è fondamentale scegliere una coppia fluido-lubrificante che assicuri miscibilità alle basse temperature. La scelta deve ricadere su combinazioni che operino al di sopra della curva di miscibilità, così da evitare fenomeni di separazione di fase. Esempi curve di miscibilità:

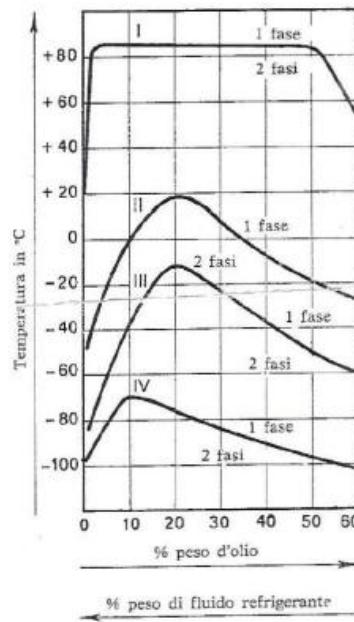


Figura 12 Curve di miscibilità. I) Olio di petrolio naftenico con R502; II) Olio di petrolio naftenico con R22; III) Olio Zerice S41 con R502; IV) Olio Zerice S41 con R22.

2. Stabilità chimica: il fluido non deve decomporsi durante il funzionamento;
3. Compatibilità ambientale: In caso di perdite o smaltimento, il fluido frigorifero deve avere impatto ambientale minimo, misurato tramite:
  - ODP: indica la capacità di danneggiare lo strato di ozono. Il Regolamento (CE) n. 1005/2009 vieta l'immissione sul mercato di sostanze con ODP > 0, permettendo di fatto solo l'uso di refrigeranti con ODP nullo;
  - GWP: indica il contributo all'effetto serra. Deve presentare un valore più basso possibile.

- TEWI: indica l'impatto complessivo di un impianto sul riscaldamento globale, considerando sia le emissioni dirette di refrigerante sia quelle indirette dovute al consumo energetico. Deve essere il più basso possibile.
4. Non tossico;
  5. Non infiammabile.

Proprietà termodinamiche:

1. Pressione di evaporazione: deve essere superiore alla pressione atmosferica per evitare l'ingresso di aria nell'impianto. Se il vapor d'acqua dovesse entrasse nel ciclo frigorifero e la temperatura delle superfici dell'evaporatore fosse inferiore alla temperatura di rugiada del vapor d'acqua, si verificherebbe condensazione all'interno dell'evaporatore. Se tale temperatura fosse inferiore a 0 °C (punto triplo dell'acqua), si potrebbero formare cristalli solidi. È quindi necessario che la temperatura di funzionamento dell'evaporatore sia maggiore della temperatura di saturazione normale del refrigerante  $T_{sat,n}$  (temperatura di saturazione alla pressione del refrigerante).
2. Pressione di condensazione: deve essere compatibile con la temperatura richiesta all'utenza e sufficientemente bassa per evitare criticità legate a:
  - Dimensionamento;
  - Rapporto di compressione;
  - Temperature troppo elevate alla fine della compressione che potrebbero compromettere la viscosità del lubrificante.
3. Curva limite superiore (T-s): deve avere pendenza negativa per evitare la presenza di fluido bifase nel compressore.
4. Temperatura di fine compressione  $T_2$ : non deve essere eccessivamente elevata, al fine di evitare la riduzione della viscosità del lubrificante e il conseguente deterioramento delle sue proprietà funzionali.  $T_2$ , è data dalla seguente relazione (compressione isoentropica):
 
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \beta^{\frac{k}{k-1}} \Rightarrow T_2 = f(k, \beta) \quad (3)$$

Dove:

- $T_1$ : temperatura di inizio compressione;
- $p_2$ : pressione di fine compressione;
- $p_1$ : pressione di inizio compressione;
- $\beta$ : rapporto di compressione;
- $k$ : rapporto tra il calore specifico del gas a pressione costante e il calore specifico a volume costante.

Quindi, se  $T_2$  risulta eccessivamente elevata, è possibile intervenire in due modi principali:

- a) Agendo su  $k$ : scegliendo un fluido refrigerante con proprietà termofisiche diverse;
  - b) Agendo su  $\beta$ : riducendo il salto termico tra sorgente fredda e sorgente calda. Il problema si accentua quando la sorgente fredda richiede temperature molto basse.
5. Temperatura critica: deve essere nettamente superiore alla temperatura ambiente per garantire un ampio funzionamento del ciclo nella regione bifase.
  6. Calore di vaporizzazione: deve essere elevato per aumentare l'effetto frigorifero per unità di massa e assicurare una distanza adeguata dalla temperatura critica.
  7. Volume specifico della fase vapore  $v$ : deve essere ridotto per limitare il lavoro di compressione. Il lavoro di compressione è pari a (compressione isoentropica):

$$W = \int v \cdot dp \quad (4)$$

Inoltre, è preferibile una bassa viscosità dinamica per limitare le perdite di carico.

8. Temperatura di congelamento  $T_G$ : deve essere sufficientemente bassa per ampliare il campo operativo in fase bifase. In generale, la condizione  $T_G < T_{sat,n}$  è soddisfatta e inclusa implicitamente nel punto 1.

Inoltre, devono avere costo contenuto e ampia disponibilità sul mercato.

Non esiste un fluido refrigerante che soddisfi contemporaneamente questi requisiti: occorre individuare un compromesso in base all'applicazione specifica.

Tra le pompe di calore industriali, i fluidi refrigeranti più utilizzati ad oggi nelle pompe di calore ad alta temperatura sono gli HFO, come R1234yf, R1234ze(E) e R1233zd(E),

grazie al loro basso ODP e GWP, che consentono di raggiungere temperature di mandata elevate.

### 2.1.2 Compressori

Le pompe di calore industriali impiegano principalmente due grandi categorie di compressori: volumetrici e dinamici.

- I compressori volumetrici comprimono il gas riducendone progressivamente il volume. In questa famiglia rientrano:
  - i compressori a vite (screw compressor), largamente utilizzati nelle applicazioni industriali di media e grande potenza poiché operano con rapporti di compressione elevati e modulano la portata in modo flessibile [13];
  - i compressori a spirali orbitanti (scroll compressor), più comuni nelle pompe di calore di piccola e media taglia [13];
  - i compressori alternativi (reciprocating compressor), diffusi in impianti che richiedono pressioni elevate o applicazioni gravose [13].
- I compressori dinamici (turbocompressori), invece, realizzano la compressione attraverso l'accelerazione del fluido mediante una girante e la successiva conversione dell'energia cinetica in pressione. A questa categoria appartengono i turbocompressori centrifughi, che offrono elevata efficienza, ma in un campo di funzionamento ristretto, motivo per cui vengono scelti solo in applicazioni con condizioni stabili e vicini a quelle di progetto [13].

#### Compressori volumetrici rotativi e alternativi

La caratteristica di funzionamento dei compressori volumetrici è quella di operare, con intermittenza, su volumi successivi di fluido introdotti ciclicamente nella macchina e isolati dall'esterno durante lo scambio di energia. Tale scambio di energia consiste essenzialmente nel lavoro delle forze di pressione sviluppato in corrispondenza degli organi mobili della macchina. È possibile realizzare il funzionamento volumetrico con:

- Compressori rotativi: cioè, con organi che scambiano lavoro con il fluido in moto rotatorio. Essendo caratterizzati da organi mobili rotanti, rispetto ai compressori

volumetrici alternativi in cui le forze di inerzia impongono velocità dello stantuffo e di conseguenza velocità di rotazione, i compressori volumetrici rotativi possono adottare velocità di rotazione più elevate e questo fa sì che permettono di smaltire portate di fluido maggiori a parità di ingombro. Inoltre, il ricambio della carica viene effettuato tramite luci di aspirazione e di mandata e pertanto vengono limitate le dissipazioni relative a tale fase di ricambio rispetto a quella realizzata tramite valvole nei compressori volumetrici alternativi.

- Compressori alternativi: cioè, con organi che scambiano lavoro con il fluido in moto alternativo tra due posizioni estreme. Tali macchine sono provviste di un meccanismo (generalmente biella-manovella) che provvede a trasformare il moto alternativo dello stantuffo in moto rotatorio sull'albero, dato che la forma di energia meccanica direttamente utilizzabile per compiere lavoro sul fluido è quella relativa a un albero rotante.

I compressori a vite e i compressori scroll appartengono alla categoria dei compressori volumetrici rotativi.

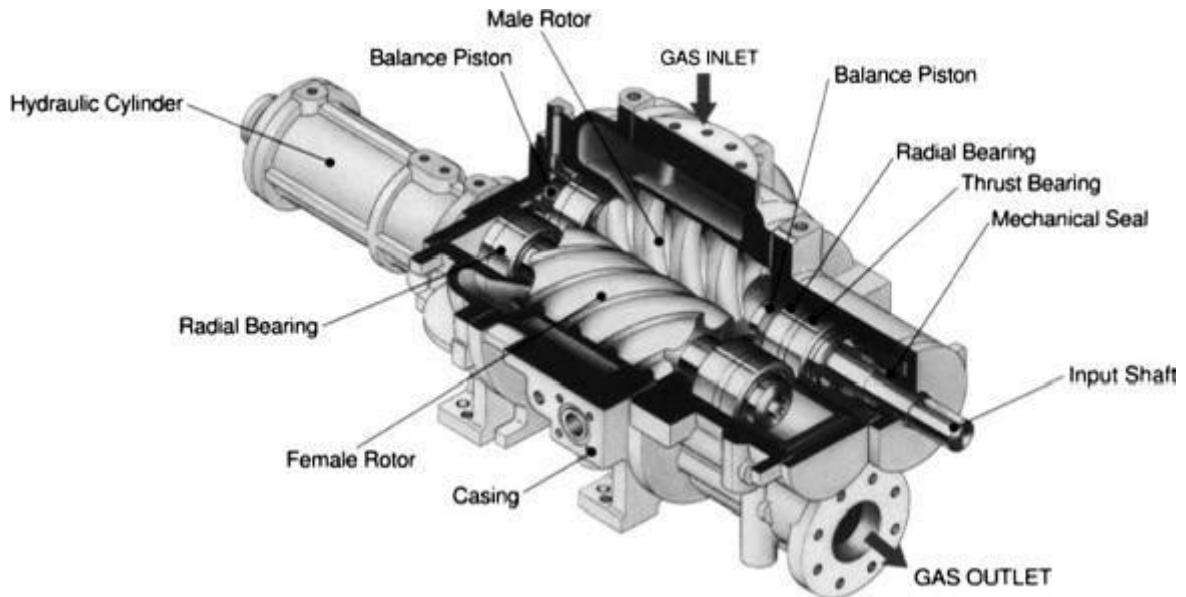
### **Compressori a vite**

I compressori a vite sono realizzati con rotorini lobati elicoidali. Il loro funzionamento può essere a secco (i due rotorini sono sincronizzati da una coppia di ingranaggi esterni con giochi che impediscono il contatto tra i rotorini) o in bagno d'olio (il moto viene fornito ad un solo rotore che poi lo trasmette grazie ai suoi lobi elicoidali all'altro). I compressori in bagno d'olio sono più compatti e di più semplice costruzione, ma è necessario recuperare l'olio miscelato con il gas compresso alla mandata. A valle del compressore è necessario quindi installare un separatore d'olio.

Principio di funzionamento:

1. aspirazione: quando, dalla parte del lato aspirazione, i due rotorini si disimpegnano, si crea un vano elicoidale (delimitato dalla cassa e dalle superfici delle due viti fino al punto in cui i rotorini si accoppiano nuovamente) di volume via via crescente con la rotazione delle viti fino a che non si ha nuovamente l'accoppiamento delle due viti;
2. trasferimento: il vano riempito di gas viene trasferito verso l'altra estremità dei rotorini ed il volume rimane immutato;

3. compressore: l'accoppiamento dei due rotori, in prossimità dell'estremità di mandata della cassa, fa sì che il volume in trasferimento diminuisca progressivamente e si assiste pertanto ad una vera e propria compressione graduale;
4. mandata: quando il vano viene messo in comunicazione con l'ambiente di mandata, il moto dei rotori effettua l'invio del gas compresso al ricevitore.



*Figura 13 Compressore a vite. [14]*

I compressori a vite possono essere caratterizzati da velocità di rotazione anche piuttosto elevate: piccole macchine possono anche superare i 30000 giri/min, senza avere problemi di usura, vibrazioni e rumorosità. Sono idonee a smaltire portate di oltre 15 m<sup>3</sup>/s con rapporti di compressione fino a 3 macchine monostadio e fino a 10 per gruppi a due stadi. Il rendimento complessivo può raggiungere e superare valori dell'ordine dell'85% nelle grandi macchine.

La regolazione della portata può essere realizzata principalmente attraverso due strategie:

- Variazione elettronica della velocità (VFD): questo metodo utilizza un inverter per modulare la velocità del motore del compressore, adattando così la portata alle esigenze del processo. La portata minima regolabile con questo sistema è pari circa al 50% della portata massima, in quanto i compressori sono di tipo ermetico. In un compressore ermetico, infatti, non è previsto un circuito di raffreddamento esterno; il refrigerante stesso è responsabile della dissipazione del calore. La

turbolenza del refrigerante trasporta l'olio che si scalda e il calore viene asportato dal refrigerante.

La potenza dissipata dal compressore può essere quantificata mediante la formula:

$$P = \dot{m} c_p \Delta T \quad (5)$$

Dove  $c_p$  è definito dalle condizioni di pressioni e la differenza di temperatura è fissa. Pertanto, la regolazione della portata è l'unico parametro su cui è possibile agire per variare la dissipazione del calore, ma ridurre la portata sotto il 50% comporterebbe una quantità insufficiente di refrigerante per garantire un adeguato raffreddamento. Dunque, scendere al di sotto del 50% è possibile solo per alcuni minuti in transitorio. Quando si produce acqua a temperature superiori ai 90°C è obbligatorio effettuare lo spillamento al sottoraffreddamento del refrigerante dopo la condensazione, al fine di garantire una lunga durata e la sicurezza dell'impianto. Al di sotto dei 90°C, la scelta di operare con un livello di sottoraffreddamento ridotto dipende principalmente da considerazioni di efficienza, in quanto ciò comporta un incremento del COP.

Dunque, al di sotto del 50%, non è possibile ridurre ulteriormente la portata senza compromettere il funzionamento del compressore. Qualora sia necessario operare con portate inferiori, la soluzione consiste nell'aumentare il numero di unità operative in parallelo. Ad esempio, l'utilizzo di 2 compressori permette di raggiungere un carico minimo pari al 25% della portata totale.

- Slider valve: in questo caso, una valvola regolabile a molla controlla la quantità di gas introdotta nel compressore, limitando la portata in ingresso. Anche in questo caso il limite minimo di regolazione è circa il 50%, e per raggiungere portate inferiori è necessario ricorrere a più compressori in parallelo.

Le due strategie presentano comportamenti differenti:

- Nel range di 100–80% della portata, la regolazione tramite slider valve è più efficace, poiché mantiene il compressore vicino al suo punto di progetto;
- Al di sotto dell'80% della portata, entrambe le strategie mostrano una riduzione dell'efficienza del compressore, con un crollo del rendimento, ma la diminuzione è più marcata nel caso della slider valve.

Pertanto, se la regolazione richiesta è limitata a circa l'80% della portata massima, la slider valve è preferibile; se invece si necessita di un range di modulazione più ampio, la soluzione VFD risulta più adeguata.

Un vantaggio dei compressori a vite rispetto ad altre tipologie volumetriche (scroll o alternativi) riguarda la resistenza alle temperature elevate. I rotori dei compressori a vite non sono in contatto diretto e sono lubrificati da un velo d'olio, riducendo l'usura diretta delle componenti meccaniche. Questo design consente di sopportare meglio sollecitazioni continue a elevate temperature e pressioni, garantendo maggiore affidabilità in applicazioni industriali gravose.

### **Scroll Compressor**

I compressori scroll sono realizzati con due spirali a profilo involuto: una fissa e una orbitante. Quest'ultima compie un moto orbitale (senza rotazione su sé stessa), generando camere di compressione che intrappolano progressivamente il fluido. Il funzionamento è tipicamente a secco, poiché le spirali non sono in contatto diretto ma separate da sottili giochi che riducono le perdite per trafilamento. In alcuni modelli può essere prevista una lubrificazione a olio per migliorare la tenuta e il raffreddamento, ma non è richiesta una sincronizzazione tramite ingranaggi esterni come nei compressori a vite.

Principio di funzionamento:

1. Aspirazione: quando la spirale orbitante si muove, si formano camere di volume crescente nella zona periferica, che si riempiono di fluido aspirato.
2. Trasferimento: le camere si spostano gradualmente verso il centro della spirale, mantenendo un volume pressoché costante durante la traslazione.
3. Compressione: avvicinandosi al centro, il volume delle camere diminuisce progressivamente, realizzando una compressione quasi continua e molto regolare.
4. Mandata: il fluido compresso viene espulso attraverso un condotto centrale verso il ricevitore.

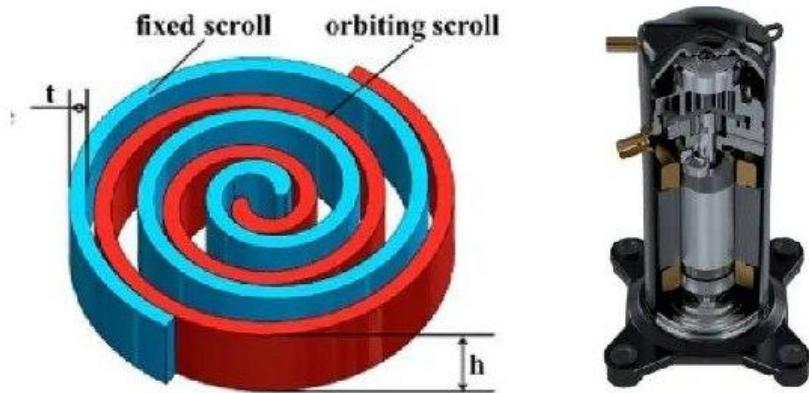


Figura 14 Compressore Scroll [15].

I compressori scroll operano generalmente con velocità di rotazione comprese tra 3'000 e 3'600 giri/min (sincroni con la rete elettrica), mentre in versioni a inverter o ad alta velocità possono raggiungere valori superiori, fino a circa 7'000 giri/min. Sono estremamente silenziosi e presentano vibrazioni molto ridotte, grazie all'assenza di organi alternativi. Sono adatti a trattare portate fino a circa  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  per unità singola, con possibilità di arrivare a valori più elevati mediante configurazioni multiscroll. I rapporti di compressione tipici si collocano tra 3 e 5, con rendimenti complessivi che possono superare l'80% nelle macchine di media e grande taglia.

La regolazione della portata può essere realizzata principalmente attraverso:

- Variazione elettronica della velocità (VFD): un inverter modula la velocità del motore del compressore adattando la portata al carico richiesto. Il limite minimo regolabile si attesta intorno al 40% della portata massima; al di sotto di questo valore, per mantenere efficienza, è necessario l'impiego di più unità in parallelo. Questa strategia è molto diffusa nelle pompe di calore di media e grande potenza, poiché unisce buona flessibilità a elevata affidabilità.

### Compressori volumetrici alternativi

Tale compressore è costituito da un cilindro all'interno del quale scorre lo stantuffo in moto alternativo. Lo stantuffo è comandato da un meccanismo biella-manovella che provvede a trasformare il moto rotatorio dell'albero in moto alternativo dello stantuffo. Sulla testa del cilindro vengono predisposti gli opportuni spazi per i dispositivi di intercettazione, cioè le valvole di aspirazione e di mandata. Per smaltire il calore

scambiato verso l'esterno durante la fase di compressione, il compressore è dotato di sistemi di raffreddamento (ad aria, ad acqua, ad olio).

Principio di funzionamento:

1. Aspirazione: lo stantuffo si allontana dalla testa del cilindro, creando un volume crescente che viene riempito dal fluido aspirato attraverso la valvola di aspirazione.
2. Trasferimento: il fluido aspirato rimane intrappolato nel cilindro, mentre lo stantuffo comincia il suo moto verso la posizione di compressione; il volume utile diminuisce progressivamente.
3. Compressione: durante la corsa di compressione, il volume disponibile diminuisce fino a raggiungere quello della valvola di mandata, aumentando così la pressione del fluido.
4. Mandata: una volta raggiunta la pressione di mandata, la valvola di scarico si apre e il fluido compresso viene espulso verso il ricevitore.



Figura 15 Compressore volumetrico alternativo [16].

I compressori alternativi possono operare a velocità relativamente basse rispetto ai compressori rotativi, ma consentono di raggiungere rapporti di compressione elevati e di trattare fluidi a pressioni molto alte.

La regolazione della portata può essere realizzata principalmente attraverso due strategie:

- Variazione della velocità della macchina: metodo di regolazione ideale in quanto si può ritenere che al ridursi della velocità di rotazione il ciclo rimanga sostanzialmente invariato;
- Regolazione “tutto o niente”: consiste nel far seguire periodi di funzionamento del compressore a periodi di fermata;
- Laminazione all’aspirazione: consente la modulazione della portata elaborata dalla macchina tramite la variazione della densità del gas aspirato. Viene realizzata inserendo una valvola di laminazione sul condotto di aspirazione;
- Ritardo o anticipo dalla chiusura della valvola di aspirazione;
- Ritardo alla chiusura della valvola alla mandata;
- Riflusso: prevede un parziale by-pass della portata, inviata alla mandata, verso l’aspirazione. Per questo tipo di regolazione il lavoro del ciclo e la potenza assorbita rimangono invariate;
- Variazione dello spazio nocivo: può essere attuata se è possibile mettere in comunicazione il cilindro con un volume addizionale che incrementa il volume nocivo e quindi il grado di spazio morto. Per poter realizzare tale regolazione è necessario avere un’adeguata conformazione della zona di mandata del cilindro e la presenza di tante valvole di chiusura quante sono le camere a cui il cilindro è collegato. Anche tale regolazione risulta essere molto conveniente in quanto il lavoro specifico di compressione può ritenersi in prima approssimazione costante e quindi la potenza assorbita varia proporzionalmente alla portata.

Per la regolazione di un compressore multistadio, solo alcune strategie di regolazione sono applicabili. La regolazione per variazione della velocità della macchina è quella più comunemente adottata.

### **Compressori dinamici**

Il funzionamento dei compressori dinamici è basato sulle azioni dinamiche conseguenti alla variazione della quantità di moto o, meglio, di momento della quantità di moto dato che gli organi mobili si muovono di moto rotatorio, di un flusso di fluido che attraversa continuamente la macchina.

I turbocompressori sono costituiti da due stadi principali. Nel primo stadio, formato da condotti mobili (rotori), il fluido subisce una variazione di quantità di moto, acquisendo

lavoro sotto forma di incremento di pressione e di energia cinetica. Nel secondo stadio, costituito da condotti fissi (statore o diffusore), il flusso viene progressivamente rallentato, così che la componente di energia cinetica venga in gran parte convertita in energia di pressione.



Figura 16 Compressore dinamico [17].

La differenza di funzionamento con i compressori volumetrici si manifesta in termini di:

- Ricambio di fluido nella macchina: flusso continuo di fluido che attraversa la macchina dalla sezione di aspirazione alla mandata senza alcun dispositivo di intercettazione
- Energia fluido-macchina: basato sulla variazione che il vettore della velocità del fluido (variazione di quantità di moto) subisce nell'attraversamento dei condotti mobili della macchina, a differenza delle macchine volumetriche dove lo scambio di energia era basato sull'azione delle forze legate alla pressione del fluido sugli organi mobili.

Le macchine dinamiche, elaborando con continuità portate di fluido, anziché volumi definiti elaborati in successione come avviene per le volumetriche, sono in grado di trattare a parità di ingombri della macchina, maggiori quantità di fluido per unità di tempo. Nelle macchine volumetriche si può pensare di incrementare quest'ultimo attraverso una drastica riduzione dei tempi del ciclo di lavoro. Questa pratica ha però dei limiti imposte dalle velocità ammissibili negli organi mobili: sollecitazioni di inerzia nelle alternative rendono proibitivo il superamento di determinate velocità dello stantuffo e tale limite è tanto più stringente tanto più sono elevate le dimensioni della macchina. Anche se meno stringenti, limiti di velocità sussistono anche nelle macchine rotative a causa

delle forze centrifughe che sollecitano le parti mobili. Ne consegue che tanto più le macchine sono grandi (volumetriche e dinamiche) tanto più sono lente.

### **Limiti di applicazione dei compressori nelle pompe di calore industriali**

Nelle pompe di calore industriali il compressore rappresenta il cuore del ciclo termodinamico e la sua scelta dipende strettamente dal campo di funzionamento richiesto. Ogni macchina è infatti vincolata da limiti operativi, definiti dalle condizioni di temperatura di evaporazione (pressione di aspirazione) e di temperatura di condensazione (pressione di mandata).

I principali vincoli possono essere riassunti come segue:

- Limite termico: la temperatura di mandata non deve superare valori critici per evitare il degrado del refrigerante, la perdita di proprietà lubrificanti e il danneggiamento degli organi interni.
- Limite di condensazione massima: legato alla massima pressione ammissibile, oltre la quale si rischiano sollecitazioni meccaniche eccessive e riduzione della vita utile della macchina.
- Limite di evaporazione minima: imposto per proteggere il compressore da condizioni di pressione troppo basse che possono attivare le sicurezze o causare problemi come il congelamento dell'evaporatore.
- Limite di evaporazione massima: a valori troppo elevati i carichi sui cuscinetti aumentano, riducendo l'affidabilità meccanica.
- Limite di condensazione minima/differenza di pressione: è necessario mantenere un salto di pressione sufficiente per garantire la corretta tenuta e il funzionamento delle valvole interne.
- Limite elettrico del motore: la corrente assorbita deve rimanere nei limiti di progetto per prevenire surriscaldamenti e fermate indesiderate.

La combinazione di questi vincoli definisce il cosiddetto envelope operativo del compressore, che deve necessariamente includere l'intero campo di lavoro previsto per la pompa di calore industriale.

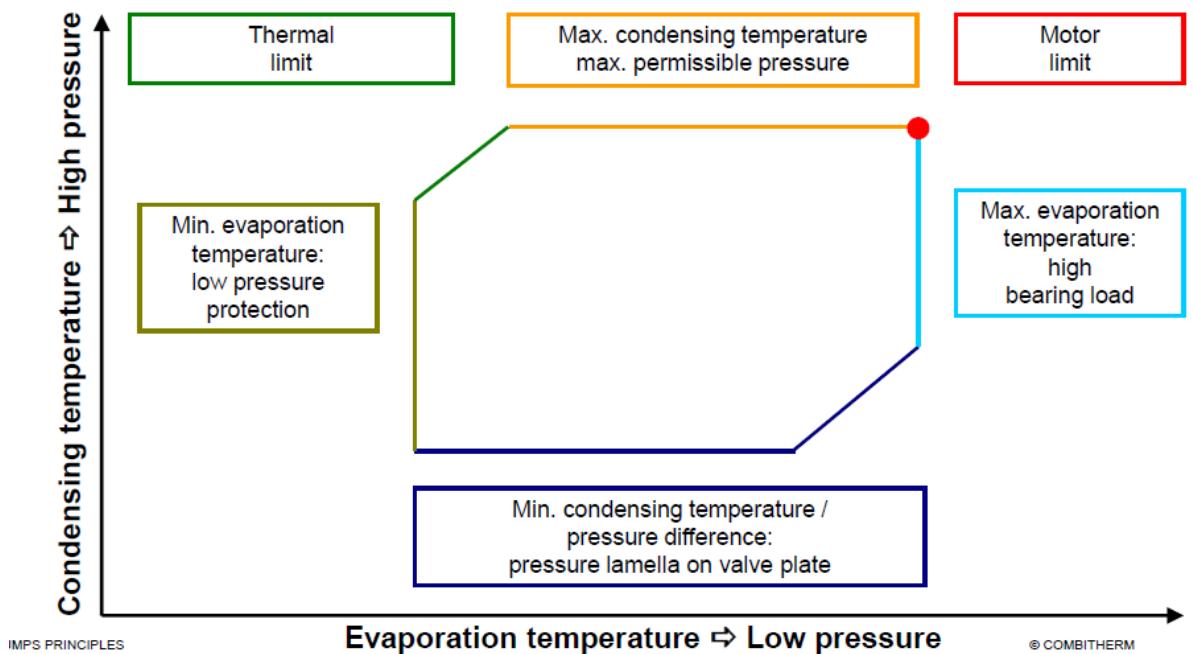


Figura 17 Limiti operativi compressore in funzione della temperatura di condensazione e di evaporazione [18].

In conclusione, la selezione del compressore per una pompa di calore industriale deve garantire la copertura completa del profilo operativo richiesto, tenendo conto sia delle prestazioni energetiche sia dei limiti imposti dalla tecnologia costruttiva. La scelta del compressore più adatto è un criterio fondamentale per l'efficienza dell'intero sistema.

### 2.1.3 Scambiatori di calore

Negli impianti a pompa di calore a compressione, l'evaporatore e il condensatore sono gli scambiatori in cui avviene il trasferimento di energia termica tra il fluido frigorifero e i fluidi esterni, tipicamente acqua o aria. In funzione della natura di questi fluidi esterni e delle potenze richieste, vengono impiegate diverse tipologie di scambiatori di calore. Gli scambiatori a piastre trovano largo impiego quando lo scambio avviene con l'acqua, sia lato condensatore che lato evaporatore, con potenze comprese tra 5 e 800 kW. Generalmente vengono impiegati scambiatori di calore a piastre saldobrasati, che sono una tecnologia di scambio termico che sfrutta una serie di piastre sottili in acciaio inox unite tra loro mediante un processo di brasatura ad alte temperature, che garantisce una tenuta ermetica e una resistenza termica e meccanica. Il processo di brasatura avviene generalmente con l'impiego di materiali di riempimento, come leghe di rame o leghe argenate, che, durante il processo di fusione, sigillano le giunzioni tra le piastre creando un collegamento solido e resistente. Il materiale di riempimento è selezionato in base alle caratteristiche termiche e chimiche dei fluidi coinvolti, nonché alle condizioni operative,

come temperatura, pressione e potenziale corrosivo. La lega di rame, ad esempio, è frequentemente utilizzata per la sua eccellente conduttività termica, che favorisce un trasferimento di calore rapido ed efficiente tra i fluidi. Questi materiali sono particolarmente adatti a resistere agli stress meccanici e termici a cui sono sottoposti durante il trasferimento di calore tra acqua e vapore. Al contrario, nei sistemi a piastre con guarnizioni tradizionali, realizzate in materiali elastomerici, la presenza di guarnizioni meccaniche può comportare delle limitazioni in termini di durata e affidabilità. Le guarnizioni, infatti, sono particolarmente sensibili agli effetti delle alte temperature e delle pressioni elevate tipiche del vapore. In queste condizioni, il materiale delle guarnizioni può deteriorarsi o deformarsi, con il rischio di compromettere la tenuta e causare perdite. Questo, a sua volta, riduce l'efficienza dello scambio termico e può portare a un deterioramento progressivo delle prestazioni dell'impianto. Per contro, nel caso si verificasse una rottura, gli scambiatori saldobrastrati devono essere sostituiti completamente, mentre quelli con guarnizioni tradizionali consentono la semplice sostituzione delle guarnizioni, rendendo la manutenzione più economica e meno complessa.

Per applicazioni di taglia superiore vengono utilizzati gli scambiatori a fascio tubiero (shell and tube), anch'essi destinati allo scambio con l'acqua, con campi di potenza che arrivano fino a 2'000 kW; questa configurazione offre robustezza e affidabilità in condizioni operative gravose o ad alte pressioni. Quando invece il fluido esterno è aria, si adottano gli scambiatori a batterie alettate (finned tube heat exchangers), che grazie alle alette aumentano la superficie di scambio e permettono potenze comprese tra 5 e 500 kW. La scelta della tipologia di scambiatore è quindi strettamente legata al fluido esterno (aria o acqua) che deve cedere o assorbire calore dal refrigerante, oltre che alla taglia e alle condizioni operative del sistema.

### 3. Ricompressione meccanica del vapore (MVR)

La tecnologia della ricompressione meccanica del vapore rappresenta una soluzione efficiente per il recupero e il riutilizzo dell'energia termica nei processi industriali. L'idea di base consiste nel comprimere un flusso di vapore a bassa pressione o temperatura, in modo da innalzarne l'entalpia e renderlo nuovamente utilizzabile come fonte di calore all'interno del processo stesso. In questo modo si massimizza la circolarità del calore: ciò che altrimenti verrebbe disperso come scarto viene invece recuperato e reimpiegato all'interno del processo produttivo. Ne consegue una significativa riduzione del fabbisogno di energia primaria, proveniente da combustibili fossili utilizzati per generare nuovo vapore, a fronte di un aumento del consumo di energia elettrica necessaria per la ricompressione del vapore. Pertanto, è importante sottolineare che il consumo elettrico associato alla ricompressione deve essere valutato attentamente. Infatti, la ricompressione oltre certe pressioni può comportare aumenti dei consumi elettrici elevati, rendendo la tecnologia meno conveniente in alcuni casi. Tuttavia, in settori come l'industria alimentare, chimica, farmaceutica, tessile e il trattamento delle acque reflue, dove il recupero termico è essenziale, la ricompressione meccanica del vapore rappresenta una soluzione efficiente in grado di ridurre significativamente il fabbisogno di energia primaria e le emissioni di CO<sub>2</sub> [19].

Negli impianti MVR la scelta della macchina dipende principalmente da portata di vapore e dal salto termico richiesto. I compressori centrifughi rappresentano la soluzione più diffusa ed efficiente per le grandi portate, in particolare quando sono richiesti rapporti di compressione moderati. In applicazioni caratterizzate da bassi salti di pressione e portate elevate trovano invece impiego i ventilatori centrifughi ad alta velocità. Per portate più ridotte o in presenza di condizioni operative variabili si ricorre a soluzioni volumetriche, come i compressori a vite o a lobi, apprezzati per la loro robustezza e flessibilità, sebbene meno efficienti rispetto alle macchine dinamiche quando la scala del processo aumenta.

Tra le principali aziende europee che forniscono soluzioni industriali per MVR, figurano Piller e Atlas Copco. Nelle sezioni seguenti verranno approfondite le caratteristiche principali dei prodotti commerciali disponibili sul mercato.

### 3.1 Soluzioni Piller: VapoFan, VapoFlex e VapoMaxX

Le informazioni relative alle soluzioni fornite da Piller sono tratte dal loro sito ufficiale [20].

Tra i principali produttori di ventilatori centrifughi ad alta velocità figura Piller. La gamma di soluzioni Piller comprende tre linee principali: VapoFan, VapoFlex e VapoMaxX. In tutti e tre i casi vengono utilizzati ventilatori centrifughi radiali, con rapporti di compressione compresi tra 1.2 e 1.5. L'efficienza di queste macchine si attesta attorno all'86%.

Il VapoFan è un ventilatore compatto, modulare e verticale, ideale per impianti MVR di piccola e media taglia. Gestisce portate medio-basse da circa 200 a 5'000 kg/h e può operare in configurazione monostadio o bistadio. È una soluzione “plug & play”, perché include inverter, motore, tenute e strumentazione. La potenza dei motori utilizzati nei compressori VapoFan varia in base al modello. I motori da 37 kW e 55 kW sono in grado di raggiungere una velocità di rotazione fino a 13'500 giri al minuto, mentre il motore da 90 kW ha una velocità massima di 11'000 giri al minuto. Il motore da 160 kW è progettato per arrivare a 13'500 giri al minuto.



Figura 18 VapoFan a uno stadio [20].



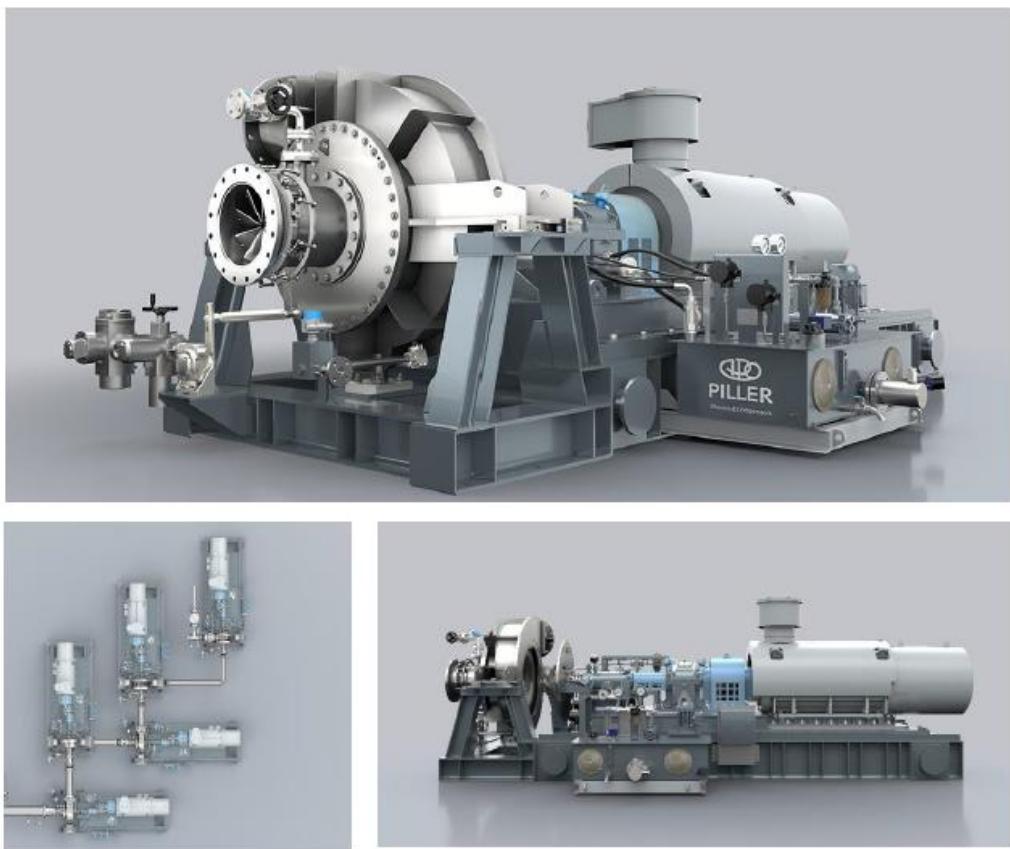
Figura 19 VapoFan a due stadi [20].

Il VapoFlex è un ventilatore centrifugo industriale che supporta portate elevate fino a 360'000 m<sup>3</sup>/h e potenze fino a 6 MW, con compressione fino a 1.5 e aumento della temperatura di circa 11 °C per stadio. È utilizzato in grandi evaporatori, cristallizzatorie e distillerie, spesso in configurazioni monostadio collegate in serie.



Figura 20 VapoFlex [20].

Il VapoMaxX rappresenta la linea più avanzata, con caratteristiche simili a quelle di un compressore, pur mantenendo il funzionamento dinamico centrifugo tipico dei ventilatori. Può operare a pressioni fino a 20 bar e temperature fino a 300 °C, con differenze di temperatura fino a 20 °C per stadio. È progettato per ambienti industriali estremi e processi complessi, con macchine monostadio collegate in serie. Per quanto riguarda i consumi elettrici il sito ufficiale non fornisce informazioni.



*Figura 21 VapoMaxX [20].*

Negli impianti MVR Piller è previsto un sistema di desurriscaldamento all'ingresso, una soluzione che offre diversi vantaggi operativi. Grazie all'elevata qualità costruttiva delle giranti Piller, è possibile realizzare questa configurazione garantendo un efficace passaggio alla condizione di saturazione, condizione ideale per ottimizzare gli scambi termici e ridurre i fenomeni di fouling. L'iniezione di acqua in ingresso elimina la necessità di costosi sistemi di desurriscaldamento installati a valle del ventilatore, semplificando così l'impianto. Inoltre, l'effetto lavante sul canale della girante contribuisce a mantenerla pulita, prevenendo l'accumulo di depositi. Un ulteriore beneficio è la riduzione delle sollecitazioni termiche sui materiali, dovuta all'impatto con temperature più basse, mentre il miglioramento della miscelazione del flusso riduce la formazione di condensa nelle tubazioni, assicurando un funzionamento più stabile ed efficiente.

### 3.2 Soluzioni Atlas Copco: Roots pump, turbocompressori

Le informazioni relative alle soluzioni fornite da Atlas Copco sono tratte dal loro sito ufficiale [21] e dai meeting intercorsi tra Armstrong International e Atlas Copco.

Tra i principali produttori di MVR figura anche Atlas Copco, che propone sia compressori volumetrici sia dinamici, ciascuno con caratteristiche e ambiti di applicazione specifici. Per quanto riguarda i consumi elettrici e i rendimenti, il sito ufficiale non fornisce informazioni.

I compressori volumetrici, noti come Roots pump, sono caratterizzati da due rotori che ruotano in senso opposto all'interno di una camera chiusa. I rotori, modellati a lobi o a forma elicoidale, intrappolano il vapore all'ingresso e lo trasportano verso l'uscita, aumentando la pressione senza comprimere direttamente il fluido tra di essi. Questo meccanismo garantisce un flusso costante e stabile, indipendentemente dalle variazioni di pressione a valle, e mantiene elevate efficienze volumetriche. La semplicità meccanica e l'affidabilità dei componenti rotanti rendono le Roots pump particolarmente adatte a impianti industriali in cui è richiesta una lunga durata operativa. Questi compressori sono in grado di gestire flussi di vapore compresi tra 20 e 20'000 kg/h. D'altro canto, i compressori dinamici centrifughi, sfruttano giranti ad alta velocità per accelerare il vapore e aumentarne la pressione. Un esempio significativo di applicazione di compressori centrifughi si trova in uno stabilimento di poliolefine nei Paesi Bassi, capace di comprimere il vapore da 3 a 12.5 barg in due fasi con una portata nominale di 12 t/h. In questo impianto, il vapore entra nel compressore a una temperatura compresa tra 150 e 220 °C e, se supera i 170 °C, viene inviato attraverso un desurriscaldatore e un tamburo di estrazione per evitare eccessivi incrementi di temperatura nella fase di scarico. Nel periodo di riferimento, l'impianto ha permesso un risparmio di circa 10 milioni di Nm<sup>3</sup> di gas naturale e una riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub> pari a 17.8 kton, a fronte di un consumo elettrico di 40 kW.

### **Caratteristiche operative dei compressori MVR Atlas Copco**

I compressori MVR di Atlas Copco sono progettati per operare con temperature in ingresso superiori a 70 °C e in uscita inferiori a 200 °C. Il rapporto di pressione per stadio è compreso tra 2 e 6, con una pressione minima di ingresso di 0.3 bar. Un aspetto importante dei compressori MVR è la loro capacità di operare anche a capacità inferiori rispetto al punto di progetto, con una garanzia di funzionamento fino al 20% della capacità nominale, senza compromettere l'affidabilità. Tuttavia, al di sotto di tale soglia, il funzionamento stabile non è garantito.

Il corretto funzionamento di un compressore Atlas Copco richiede attenzione alle condizioni del vapore in ingresso. Sebbene il vapore non debba essere completamente secco, è essenziale che il grado di umidità sia stabile nel tempo, evitando il trasporto di gocce d'acqua o particelle solide. La stabilità del vapore è strettamente correlata alla pressione di ingresso, poiché variazioni rapide possono modificare il contenuto di umidità e compromettere l'operatività del compressore. La velocità del flusso di ingresso deve essere compresa tra 25 e 30 m/s e, qualora risultasse insufficiente, è consigliabile aumentare di una taglia nominale il diametro della tubazione. Tipicamente, l'ingresso del vapore avviene dall'alto e l'uscita frontalmente, in modo da minimizzare le perdite di pressione e garantire una distribuzione uniforme del flusso.

Per controllare il surriscaldamento e ottimizzare la temperatura del vapore in ingresso, viene utilizzata l'iniezione di acqua, la cui temperatura massima deve essere almeno 20°C inferiore alla temperatura di saturazione del vapore. La pressione dell'acqua deve restare stabile tra 4 e 5 bar, e la qualità può essere simile a quella di alimentazione caldaia, inclusi i trattamenti chimici standard. Il compressore richiede inoltre aria o azoto compressi, con pressioni tipiche di rete tra 5 e 6 barg, per alimentare ausili pneumatici come valvole, sistemi di spurgo o dispositivi di pulizia dei filtri.

### **Avvio e gestione operativa del sistema**

Le procedure di avvio prevedono l'utilizzo di un piccolo flusso di "blocking steam" prelevato dalla rete o dai sistemi di backup, ossia un flusso di vapore pulito alla pressione di compressione necessario per lubrificare i cuscinetti e facilitare l'avvio. Lo scarico del condensato residuo e della nube di vapore ("blow-off") può tollerare pressioni di ritorno fino a 0.5 bar, mentre le valvole di sicurezza proteggono il compressore da eventuali sovrapressioni, prevenendo danni meccanici. La rimozione del condensato a bassa pressione, particolarmente critica durante le fermate a caldo ("hot stop"), viene gestita tramite pumping traps, che consentono di drenare il liquido senza raffreddare o depressurizzare l'impianto. Il condensato può formarsi a seguito di raffreddamento del vapore, riduzione della pressione, fluttuazioni durante avvio o arresto, o umidità intrinseca nel vapore.

Il controllo operativo del compressore viene effettuato tramite PLC, che regola simultaneamente la velocità mediante inverter a frequenza variabile e la quantità di acqua

iniettata, così da mantenere pressione di ingresso e superheat in uscita entro valori prestabili. Questa logica di controllo è strettamente collegata alla gestione dei sistemi di sicurezza e di drenaggio: eventuali allarmi relativi a superamento della pressione o malfunzionamento della pompa di calore attivano un arresto graduale e sicuro della macchina.

### 3.3 Vantaggi e sfide dei compressori MVR

La ricompressione meccanica del vapore è una tecnologia che permette di recuperare energia termica che altrimenti verrebbe disperso. Riduce il fabbisogno di energia primaria derivante dai combustibili fossili utilizzati per la produzione di nuovo vapore, a fronte di un aumento dei consumi elettrici che, a seconda delle applicazioni e delle pressioni di lavoro, possono essere significativi. Inoltre, dal punto di vista tecnico, i limiti sono legati ai rapporti di compressione ottenibili per singolo stadio, soprattutto per gli MVR della Piller, richiedendo più stadi di compressione e aumentando ulteriormente i costi e la complessità del sistema. La necessità di utilizzare materiali resistenti alle alte temperature e pressioni è un'altra sfida, poiché i materiali devono essere durevoli e in grado di sopportare temperature e pressioni elevate senza compromettere la sicurezza o l'efficienza. Infine, dal punto di vista economico, il costo iniziale per l'installazione (CAPEX) di un sistema MVR è notevole, il che rappresenta una barriera alla sua diffusione.

In sintesi, pur essendo una tecnologia promettente per il recupero di calore, la ricompressione meccanica del vapore presenta sfide tecniche ed economiche che ne limitano l'adozione su larga scala, rendendo necessario un attento bilanciamento tra i benefici energetici e i costi associati.

## 4. Recupero termico compressori

Il recupero del calore generato dai compressori rappresenta una delle strategie più efficaci per migliorare l'efficienza energetica e ridurre l'impatto ambientale nelle aziende industriali. Negli ultimi anni, sempre più realtà hanno adottato soluzioni innovative che permettono di trasformare l'energia di scarto in risorse utili, riducendo i consumi di combustibili e, in alcuni casi, di energia elettrica.

Quasi tutti i settori industriali utilizzano aria compressa, generalmente chiamata la “quarta utility” per la sua enorme importanza per milioni di aziende. Pertanto, è utile approfondire le modalità di riutilizzo del calore generato dalla compressione dell'aria dato che si tratta di uno dei casi più frequenti di recupero termico nelle industrie. Tuttavia, questo aspetto non è rilevante per il caso studio trattato in questa tesi, in quanto il recupero termico sarà effettuato sul circuito di raffreddamento dei compressori dei gruppi frigoriferi, tema che verrà approfondito nel Paragrafo 4.2. Ad oggi, il recupero del calore generato dai compressori ad aria compressa è ormai una tecnologia consolidata. Infatti, attualmente il recupero di tale energia ha permesso di risparmiare più di 1.3 miliardi di kWh di energia primaria e 80'000 tonnellate di CO<sub>2</sub> [22]. Secondo Atlas Copco [22], fino al 94% dell'energia elettrica consumata da un compressore viene trasformata in calore, che può essere intercettato e riutilizzato.

Gli impieghi del calore recuperato sono principalmente acqua calda e vapore, che vengono utilizzati per un'ampia gamma di processi industriali, come:

- Processi di essiccazione e sterilizzazione nell'industria farmaceutica;
- Processi di pasteurizzazione, asciugatura e pulizia nel settore alimentare;
- Processi di colorazione dell'industria tessile;
- Processi di raffinazione nelle industrie chimiche;
- Vari processi di produzione nel settore automobilistico.

Il recupero termico può avvenire mediante l'utilizzo di scambiatori di calore o pompe di calore. Nel caso degli scambiatori termici, il consumo di energia si riduce, poiché tali dispositivi operano senza assorbire ulteriore energia, con il conseguente risparmio in termini di combustibile e di emissioni di CO<sub>2</sub>. Gli aspetti economici da considerare in questo caso riguardano principalmente l'investimento iniziale relativo all'acquisto e

all'installazione dello scambiatore, senza comportare costi operativi aggiuntivi rilevanti. In generale, tale recupero si caratterizza per un ritorno economico rapido, compreso tra uno e tre anni [22]. Nel caso in cui il recupero termico avvenga tramite pompe di calore, la situazione si presenta in maniera diversa. Le pompe di calore richiedono energia elettrica per il loro funzionamento, il che comporta una riduzione del consumo di combustibile, ma allo stesso tempo un incremento dei consumi di energia elettrica, che in alcuni casi può essere significativo. In questo contesto, è fondamentale considerare non solo il CAPEX delle pompe di calore, ma anche i costi operativi e le emissioni di CO<sub>2</sub>. Poiché, attualmente in Italia, il prezzo dell'elettricità è superiore a quello dei combustibili fossili, un maggior consumo di energia elettrica, rispetto all'uso di combustibili fossili, comporta un incremento dei costi operativi. Inoltre, nonostante l'energia elettrica abbia un fattore di emissione inferiore, un consumo elevato di energia potrebbe non determinare una riduzione significativa delle emissioni. Pertanto, i vantaggi del recupero termico devono essere valutati caso per caso, considerando il prezzo dell'energia, l'efficienza del sistema e l'impatto ambientale globale.

Quando l'aria viene compressa, si genera calore. Prima di immettere l'aria compressa nel sistema di tubazioni, l'energia termica viene estratta e diventa calore di scarto. Ogni impianto d'aria compressa deve avere un metodo di raffreddamento sufficiente e affidabile che permette al compressore di non surriscaldarsi. Il raffreddamento può avvenire mediante l'impiego di aria o tramite l'utilizzo di acqua.

#### 4.1 Recupero termico compressori ad aria

##### **Recupero di calore nei compressori ad aria raffreddati ad aria**

Nel caso dei compressori raffreddati ad aria, che producono un flusso di aria calda con una portata elevata e una temperatura relativamente bassa, le opzioni consistono nel riscaldamento diretto degli edifici o nello scambio di calore con una batteria che necessita di preriscaldamento. L'aria di raffreddamento riscaldata viene quindi distribuita utilizzando una ventola. Quando gli edifici non richiedono ulteriore calore, l'aria calda viene rilasciata nell'atmosfera, sia mediante un controllo termostatico automatico, sia controllando manualmente la valvola a saracinesca dell'aria. Un fattore limitante è costituito dalla distanza fra i compressori e gli edifici da riscaldare, che deve essere limitata (selezionando preferibilmente edifici adiacenti). Le possibilità di recupero possono inoltre risultare limitate ai periodi più caldi dell'anno. Il recupero dell'energia

contenuta nell'aria è più comune nel caso dei compressori medio-piccoli. Il recupero del calore di scarto dai sistemi di raffreddamento ad aria dei compressori dà luogo soltanto a perdite modeste a livello di distribuzione e richiede un investimento contenuto.

### **Recupero di calore nei compressori ad aria raffreddati ad acqua**

Nei compressori ad aria raffreddati ad acqua è possibile recuperare una quota rilevante di calore, che altrimenti verrebbe dissipato. L'energia recuperata dal sistema di compressione dell'aria rappresenta una fonte di calore supplementare che riduce il carico sulla caldaia, consentendo di risparmiare carburante ed eventualmente di adottare una caldaia più piccola. I prerequisiti per il recupero di energia dai compressori d'aria differiscono in una certa misura a seconda del tipo di compressore.

### **Compressori oil-free raffreddati ad acqua**

Nei compressori oil-free, privi di olio nel processo di compressione, il recupero di energia risulta particolarmente semplice ed efficiente. L'assenza di olio consente di ottenere acqua di raffreddamento a temperature elevate, prossime ai 90 °C, condizione ideale per un utilizzo diretto nei sistemi di riscaldamento o per la produzione di acqua sanitaria.

### **Compressori oil-injected raffreddati ad acqua**

Nei compressori con iniezione di olio, quest'ultimo svolge funzioni fondamentali: lubrifica le parti meccaniche, garantisce la tenuta del processo di compressione e, soprattutto, assorbe gran parte del calore generato. Una volta riscaldato, l'olio deve essere raffreddato tramite scambiatore, e proprio in questa fase diventa possibile il recupero termico. Il calore contenuto nell'olio viene infatti trasferito all'acqua di un circuito secondario, che può essere destinata a diversi usi, come la produzione di acqua calda sanitaria, il riscaldamento degli ambienti o il preriscaldo di fluidi di processo.

Le temperature raggiungibili in questa configurazione sono generalmente comprese tra 50 e 60 °C, quindi inferiori a quelle ottenibili con compressori oil-free, ma comunque sufficienti per numerose applicazioni industriali e civili. Nonostante questo limite, è possibile recuperare fino a circa il 76% dell'energia elettrica assorbita dal compressore sotto forma di calore utile, con un impatto significativo sull'efficienza complessiva dell'impianto.

Un esempio concreto è rappresentato dal compressore Atlas Copco GA200 che, se equipaggiato con un'unità di recupero e mantenuto in funzione continua (24 ore su 24 per tutto l'anno), consente di ridurre le emissioni di anidride carbonica di circa 654 tonnellate annue. Tale risparmio corrisponde alla capacità di assorbimento di oltre 26 ettari di foresta o, in alternativa, alla piantumazione di circa 15.000 nuovi alberi.

La gamma di compressori GA, GA+ e GA VSD è stata progettata proprio per massimizzare queste opportunità di efficientamento. A seconda della potenza nominale installata, la quota di energia effettivamente recuperabile può variare sensibilmente: per i modelli di taglia più piccola, come l'ER-S1 da 11 kW, si possono ottenere circa 9 kW sotto forma di calore utile; nei modelli di media potenza, come l'ER-S3 da 75 kW, il recupero sale a 60 kW; mentre nei compressori di grande taglia, come l'ER-S5 da 315 kW, la quota recuperabile raggiunge i 252 kW. Questi valori dimostrano l'enorme potenziale energetico disponibile nei compressori a vite oil-injected, soprattutto se integrati in una strategia di gestione energetica conforme agli standard internazionali.

Tipo	GA, GA+ & GA VSD (potenza nominale)		Energia recuperabile	
	kW	hp	kW	hp
ER-S1	11	15	9	12
	15	20	12	16
	18	25	14	19
	22	30	18	24
	30	40	24	32
ER-S2	37	50	30	40
	45	60	36	48
	55	75	44	59
ER-S3	75	100	60	80
	90	120	72	97
ER-S4	110	150	88	118
	180	241	144	193
ER-S5	200	268	160	215
	315	422	252	388

Figura 22 Energia recuperabile raffreddamento compressori Atlas Copco [22].

## 4.2 Recupero termico compressori impianti frigoriferi

Nei moderni impianti industriali, il calore generato dai compressori dei gruppi frigoriferi può essere recuperato per migliorare l'efficienza energetica complessiva dell'impianto.

Nei compressori lubrificati, l'olio ha una duplice funzione: da un lato, agisce come lubrificante per i componenti meccanici, e dall'altro, come mezzo di raffreddamento per dissipare il calore generato dalla compressione e dalle perdite meccaniche. Durante l'esercizio del compressore, l'olio assorbe il calore prodotto e raggiunge temperature elevate. Per favorire il recupero del calore, l'olio caldo viene indirizzato verso uno scambiatore olio-acqua, dove il calore viene trasferito all'acqua. È il calore trasferito all'acqua che viene recuperato, permettendo di utilizzarlo in altre applicazioni aziendali. Questo processo contribuisce dunque a ridurre il fabbisogno energetico, migliorando l'efficienza complessiva del sistema.

Come precedentemente menzionato, nel caso dei compressori ad aria, è possibile recuperare una percentuale significativa del calore dissipato, con valori che possono arrivare fino al 76%. Tuttavia, nei compressori lubrificati, la percentuale di calore recuperabile risulta inferiore. Secondo l'esperienza dell'azienda Armstrong, il calore recuperabile dal raffreddamento dell'olio varia tra il 15% e il 35% della potenza dissipata al condensatore. Dato che la quantità di calore recuperabile dai compressori dei gruppi frigoriferi è significativamente inferiore rispetto a quella che si può ottenere dal recupero termico dei compressori ad aria compressa, tale recupero è meno frequente nelle industrie. Nonostante questa differenza, il recupero termico dei compressori degli impianti frigoriferi risulta comunque vantaggioso, considerando la significativa quantità di compressori presenti negli impianti frigoriferi industriali. Anche una percentuale di recupero inferiore, infatti, può tradursi in un risparmio energetico considerevole in impianti di grandi dimensioni.

In conclusione, sebbene il recupero del calore dai compressori lubrificati non raggiunga le alte percentuali osservate nei compressori ad aria, rimane comunque una strategia vantaggiosa per ottimizzare l'efficienza energetica degli impianti industriali. La possibilità di recuperare anche una piccola frazione del calore dissipato, soprattutto in impianti di grossa dimensione, può portare a significativi risparmi energetici. Pertanto, l'adozione di tecnologie per il recupero del calore dai compressori lubrificati dovrebbe

essere presa in maggiore considerazione, non solo per ridurre il consumo energetico, ma anche per migliorare la sostenibilità complessiva delle operazioni industriali.

## 5. Presentazione del caso studio

L'azienda oggetto di questa analisi si trova nel milanese e si occupa della produzione di salumi, tra cui mortadelle, prosciutti e salami. Nel 2022, con l'obiettivo di decarbonizzare, l'azienda ha deciso di avviare una revisione delle sue strutture energetiche e dei relativi flussi produttivi. Per supportare questo processo, l'azienda si è rivolta ad Armstrong International, che ha proposto il destreaming dell'azienda passando dal vettore vapore al vettore idrico tutte le utenze possibili. Questo, implicava grandi cambiamenti nella rete di distribuzione aziendale ed è quindi stato scartato come progetto in prima battuta. In qualità di tirocinante, il mio obiettivo è stato rivedere una parte specifica del progetto, relativa ad un utilizzatore di vapore indiretto - forni delle mortadelle - adottando una nuova soluzione impiantistica, basata sull'uso di una pompa di calore combinata con il sistema MVR e sul recupero termico. Poiché, dall'anno 2022 ad oggi, non sono stati effettuati interventi o modifiche rilevanti sugli impianti e la produzione è rimasta invariata, si ritiene che i dati raccolti siano rappresentativi di una condizione stabile e costante. Di conseguenza, i valori ottenuti nel 2022 possono essere considerati validi anche per l'anno corrente.

L'impianto produttivo si articola in tre edifici principali, dedicati rispettivamente alla produzione di salami (edifici F e F2), mortadelle (edificio H) e prosciutti (edificio C). A supporto della produzione vi sono anche edifici destinati a servizi e logistica: lo stoccaggio e le spedizioni (edificio D) e i servizi tecnici e spogliatoi (edificio G).

La produzione dei salumi avviene con modalità diverse a seconda del prodotto:

- Prosciutto: utilizzo di iniezione diretta di vapore;
- Mortadella: trattamento mediante scambiatori aria/vapore. Il vapore viene impiegato per riscaldare l'aria all'interno del forno, portandola a temperature comprese tra gli 80°C e i 90°C. Il calore trasferito attraverso l'aria cuoce la mortadella fino a quando il cuore del prodotto raggiunge i 70°C, temperatura ottimale per garantire una cottura uniforme;
- Salame: impiego di scambiatori aria/acqua per asciugatura e stagionatura. Per il processo di stagionatura vengono realizzati dei cicli di riscaldamento e

raffreddamento, che simulano le fluttuazioni climatiche naturali di temperatura e umidità.

L'impianto produttivo è composto da una centrale termica (o boiler house), che ospita due caldaie: una attiva da 8 t/h e una di backup da 10 t/h, garantendo così la continuità nella produzione di energia termica. È presente un impianto di cogenerazione costituito da un motore a combustione interna (ciclo Otto), che fornisce contemporaneamente corrente elettrica, vapore e acqua calda. Per la produzione di vapore, l'impianto è dotato di una caldaia a recupero termico, che sfrutta il calore residuo dei fumi ad alta temperatura generati dal motore. Inoltre, l'acqua calda viene prodotta mediante un circuito di raffreddamento del motore, con una temperatura di mandata di 90°C e di ritorno di 70°C. Il cogeneratore ha una potenza di 2 MW<sub>el</sub> per la produzione di elettricità e 1 MW<sub>th</sub> e copre l'84% del consumo elettrico complessivo e il 37% del consumo termico.

Il vapore generato dalla caldaia e dal cogeneratore confluisce in un anello di distribuzione principale a 9 bar, che assicura l'alimentazione ai vari reparti produttivi. La priorità di erogazione è assegnata al sistema più efficiente: prima il cogeneratore, poi la caldaia principale e infine quella di backup. Le utenze servite dal vapore sono:

- Edificio C: reparto prosciutti;
- Edificio D: reparto stoccaggio e spedizioni;
- Edificio F: reparto salami (riscaldamento piano terra, celle di scongelamento e lavacarrelini);
- Edificio F2: reparto salami (celle di stagionatura, celle di asciugatura e riscaldamento primo piano);
- Edificio G: riscaldamento, servizi tecnici e spogliatoi;
- Edificio H: reparto mortadelle.

Il vapore, una volta condensato e utilizzato dalle varie utenze, viene raccolto in un serbatoio situato nella boiler house, alto 4 metri e a pelo libero.

Inoltre, l'impianto include una centrale frigorifera per la produzione di acqua fredda a 7°C, usata per il condizionamento ambienti e la stagionatura dei salami, e gelida a -5°C, usata per le celle frigo e la conservazione dei prodotti. La centrale è composta da 5

compressori principali che alimentano il circuito di ammoniaca con una potenza complessiva di 4.5 MW frigoriferi, mentre la potenza dissipata al condensatore è di circa 6 MW, ceduta all'ambiente. Sono presenti 6 torri evaporative utilizzate per il raffreddamento dei compressori. Completa l'assetto un impianto fotovoltaico, che contribuisce con meno del 5% al consumo totale di energia elettrica.

La Figura 23 mostra la pianta dello stabilimento.

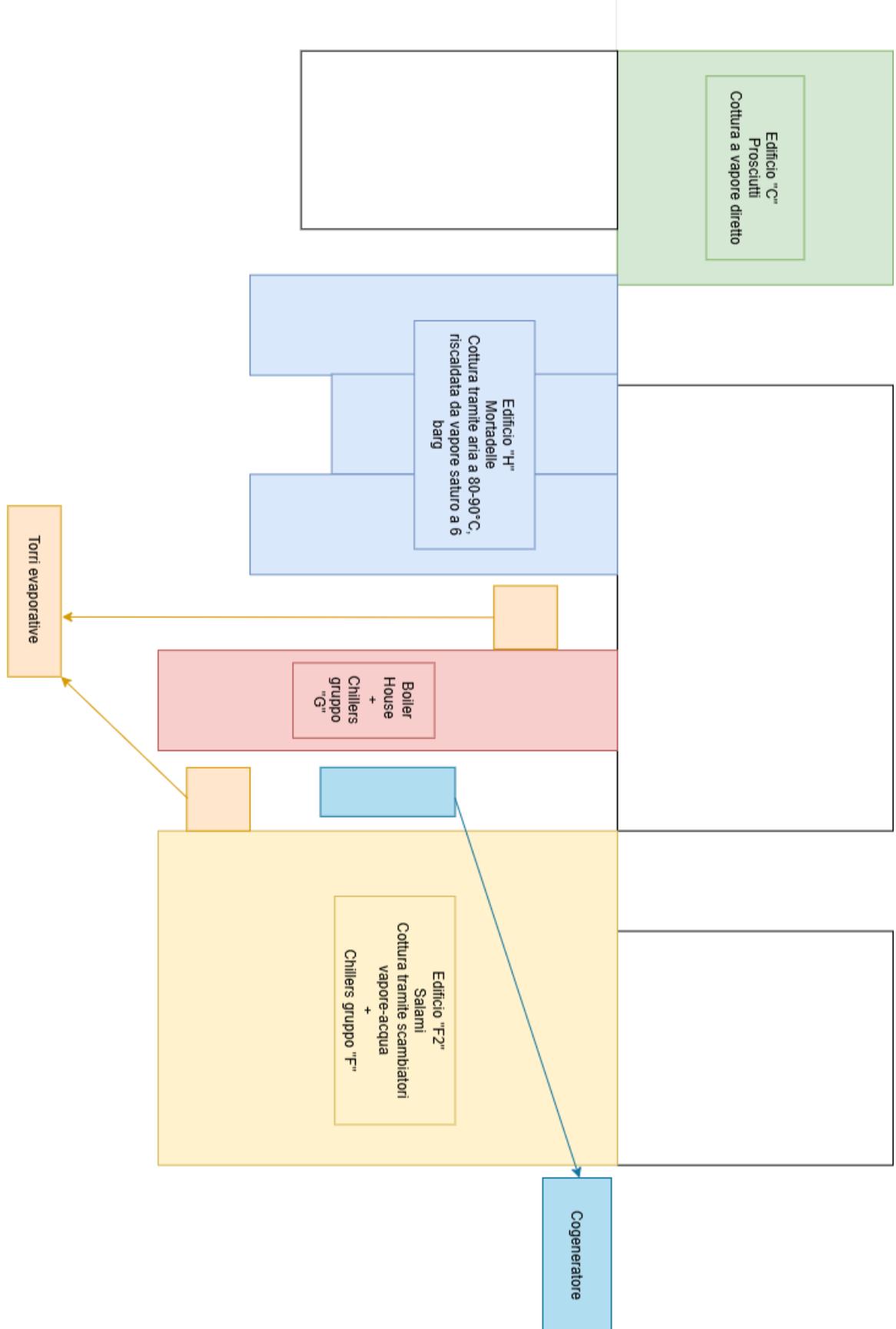


Figura 23 Pianta stabilimento.

## 6. Situazione attuale

In questo capitolo è presentata la situazione di partenza dello stabilimento, con un focus particolare sulla produzione di vapore della caldaia e del cogeneratore e al consumo energetico dei compressori del gruppo frigo.

### Produzione di vapore – Centrale termica

La boiler house è dotata di due caldaie: una principale da 8 t/h e una di backup da 10 t/h; poiché la caldaia di backup entra in funzione solamente nei periodi di manutenzione della caldaia principale, nell'analisi si considera esclusivamente quest'ultima. La produzione giornaliera di vapore della caldaia principale durante l'anno è riportata in Figura 24.

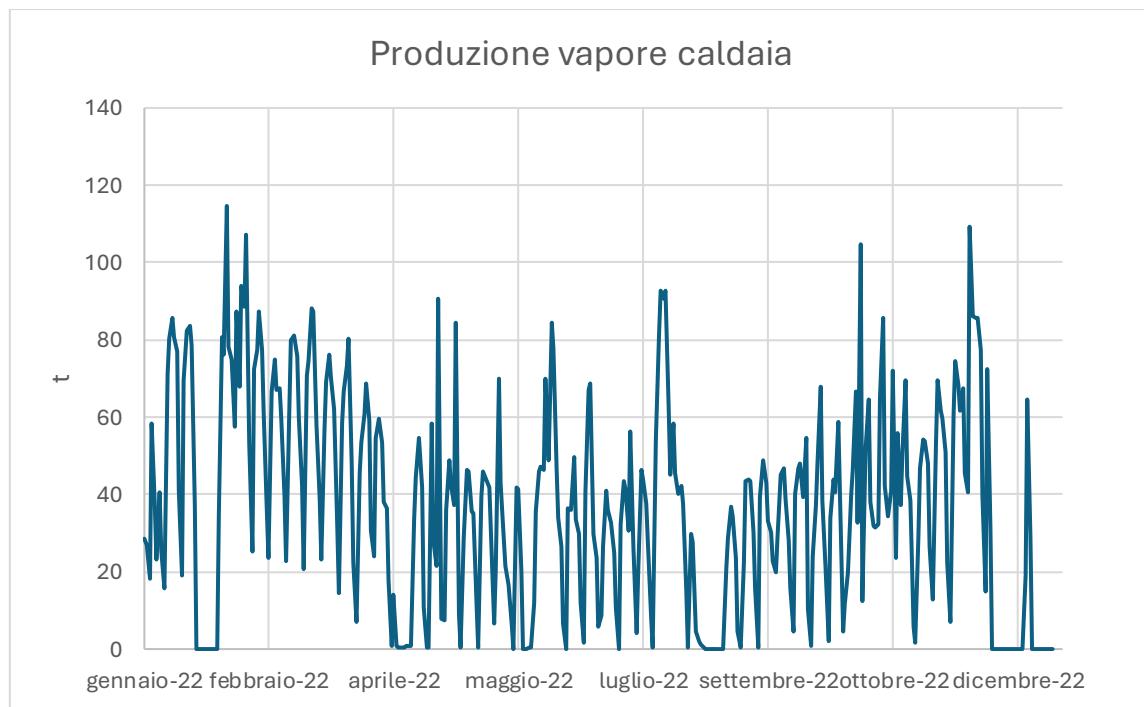


Figura 24 Produzione giornaliera di vapore caldaia principale.

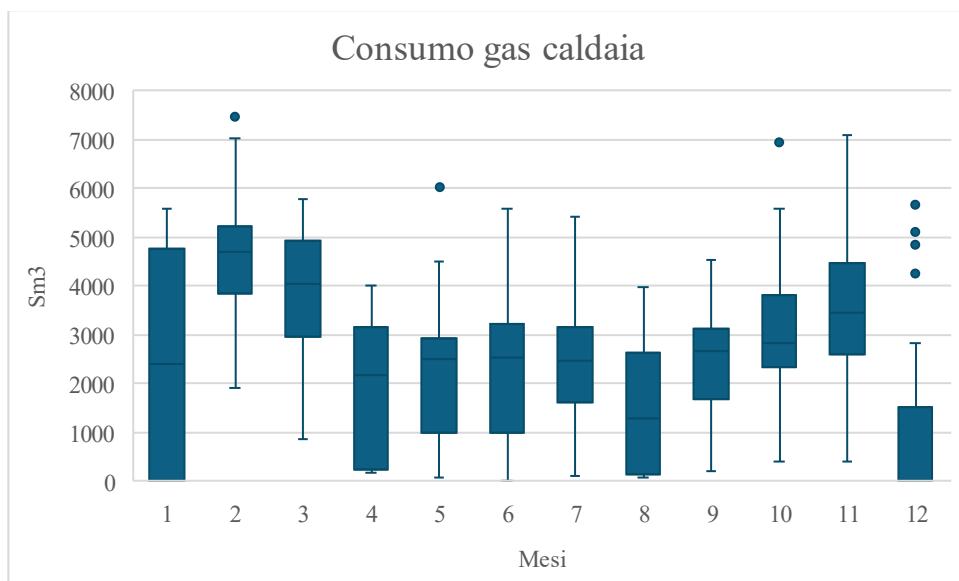
La Tabella 3 mostra i valori medi giornalieri per ogni mese relativi al consumo di gas naturale e alla produzione di vapore della caldaia principale, nonché la quantità di vapore consumata dal degasatore, per ciascun mese dell'anno.

La Figura 24, la Figura 25 e la Figura 26 evidenziano una chiara variazione stagionale dei consumi e della produzione, con picchi nei mesi invernali, in particolare a febbraio, marzo e novembre, e una diminuzione nei mesi estivi, come aprile, maggio, giugno e settembre, mostrato l'impatto del riscaldamento sul consumo di vapore. I mesi di gennaio e dicembre

non rientrano nei periodi di massima produzione a causa della chiusura dell'attività per le festività. Il consumo di gas segue la stessa tendenza della produzione di vapore, con i consumi più elevati nei periodi di maggiore richiesta energetica.

*Tabella 3 Caldaia principale: consumo di gas, produzione di vapore e vapore consumato al degasatore (valori medi giornalieri).*

Valori medi giornalieri	Consumo Gas caldaia principale [Sm <sup>3</sup> ]	Produzione Caldaia principale [t vapore]	Vapore al degasatore [t vapore]
Gennaio	2'473	36	4
Febbraio	4'530	68	5
Marzo	3'872	57	4
Aprile	1'886	26	1
Maggio	2'194	31	1
Giugno	2'385	34	1
Luglio	2'626	37	1
Agosto	1'380	18	0
Settembre	2'364	33	1
Ottobre	2'901	41	2
Novembre	3'428	50	4
Dicembre	960	14	3
Min	0	0	0
Max	7'475	115	9
Media annuale	2'568	37	2



*Figura 25 Box Plot consumo gas caldaia principale.*

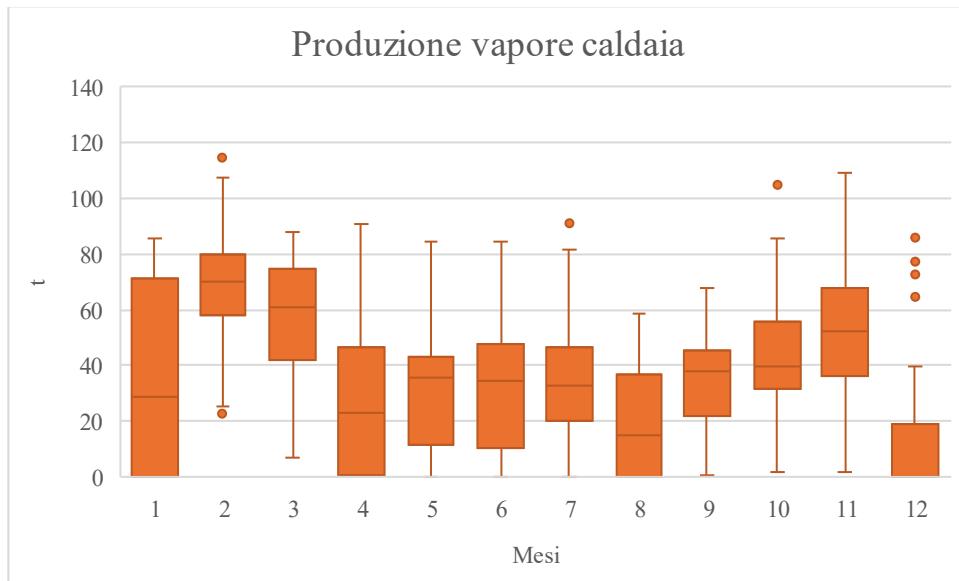


Figura 26 Box Plot produzione vapore caldaia principale.

La caldaia principale ha una produzione nominale di 8 t/h ma, dall'analisi dei dati giornalieri, risulta una produzione media pari a 1.6 t/h. Dall'analisi dei fumi emerge che la caldaia principale ha operato per il 90% del tempo a carico parziale inferiore al 40%, con il 50% del tempo nella fascia di potenza compresa tra il 20% e il 40% della potenza nominale, come mostrato in Figura 27.

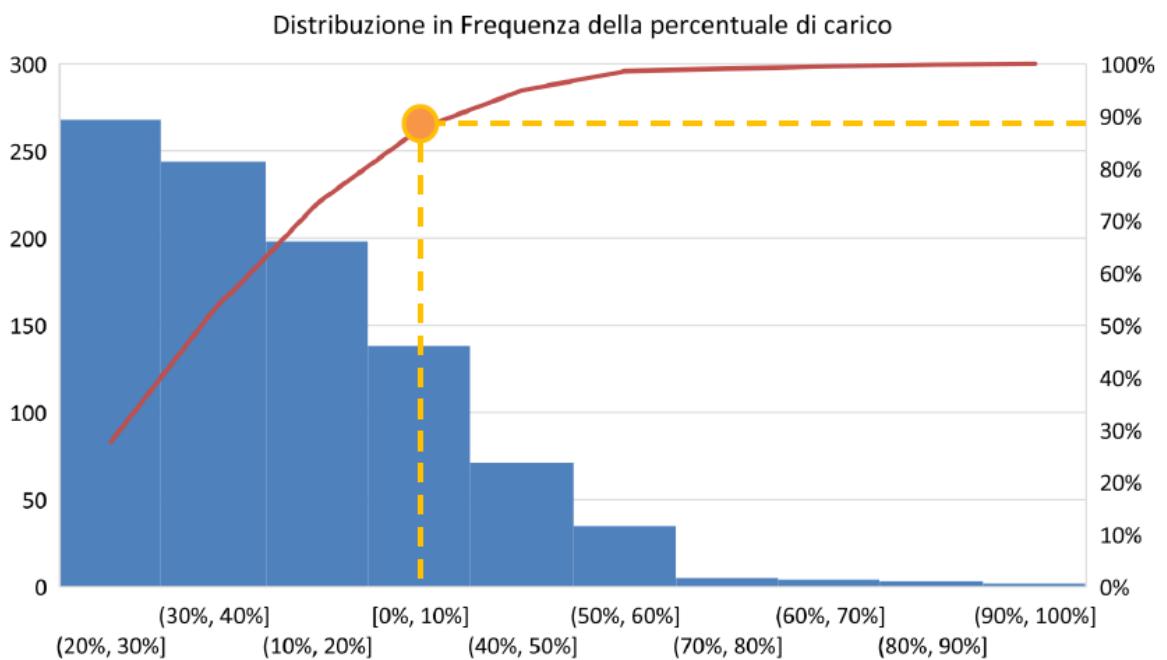


Figura 27 Distribuzione in frequenza della percentuale di carico.

Per ottenere una valutazione in modo diretto dell'efficienza della caldaia, è stato effettuato il rapporto tra la produzione di vapore e il consumo di gas, entrambi convertiti in GJ, per ogni mese. I risultati sono mostrati in Tabella 4. La produzione di vapore è stata convertita utilizzando un fattore di conversione di 2.4548 GJ/t. Il consumo di gas, invece, è stato convertito in energia utilizzando il potere calorifico superiore del gas naturale, che ha un valore di 39.4 MJ/Sm<sup>3</sup>, fornito dalle bollette.

Nel complesso, la media annuale di efficienza della caldaia si attesta al 90%. Il valore più basso di efficienza si registra nel mese di Agosto, dove l'efficienza scende all'82%, indicando che la produzione di vapore non è coerente con le sue capacità nominali.

La variabilità dell'efficienza mensile riflette principalmente le fluttuazioni nella domanda di vapore, che, come descritto, è più alta nei mesi invernali e più bassa durante la stagione estiva.

*Tabella 4 Efficienza caldaia principale.*

Totale	Consumo gas caldaia principale [Sm <sup>3</sup> ]	Produzione Caldaia principale [t vapore]	Consumo gas caldaia principale [GJ]	Produzione Caldaia principale [GJ]	Efficienza [%]
Gennaio	76'671	1'115	3'021	2'737	91%
Febbraio	126'840	1'900	4'997	4'664	93%
Marzo	120'037	1'764	4'729	4'331	92%
Aprile	56'576	787	2'229	1'932	87%
Maggio	68'007	967	2'679	2'373	89%
Giugno	71'551	1'008	2'819	2'475	88%
Luglio	81'413	1'148	3'208	2'818	88%
Agosto	42'792	564	1'686	1'386	82%
Settembre	70'924	991	2'794	2'432	87%
Ottobre	89'922	1'286	3'543	3'158	89%
Novembre	102'845	1'506	4'052	3'698	91%
Dicembre	29'763	434	1'173	1'066	91%
<b>Totale</b>	<b>937'341</b>	<b>13'470</b>	<b>36'931</b>	<b>33'067</b>	<b>90%</b>

### **Produzione di vapore – Cogenerazione**

La Tabella 5 fornisce i valori medi giornalieri relativi al consumo di gas naturale e alla produzione di vapore del cogeneratore, nonché alla produzione di elettricità e alla quantità di vapore al degasatore consumato dal cogeneratore. Dalla Figura 30 si evince che la produzione di vapore rimane costante durante tutto l'anno, indicando una stabilità nel

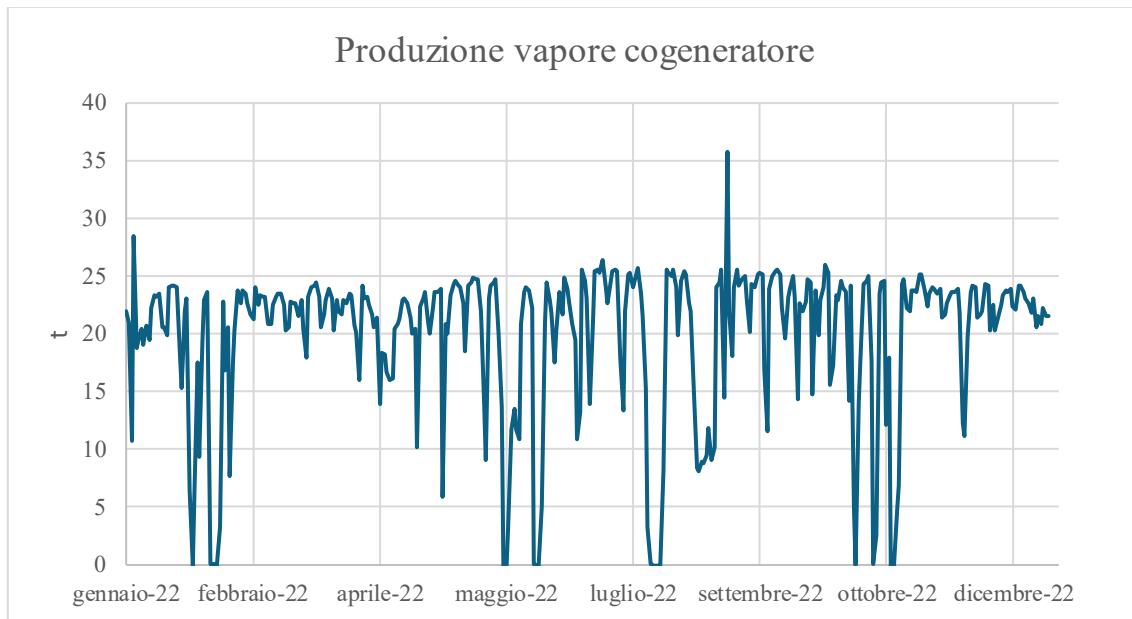
processo di produzione. La Tabella 6 fornisce i rendimenti relativi alla produzione di vapore, elettricità, energia termica a bassa ed alta temperatura. Dai rendimenti ottenuti si nota che la produzione di elettricità e di vapore media del cogeneratore risultano coerenti con le sue capacità nominali, essendo i rendimenti di targa, rispettivamente del 43% e 40%.

*Tabella 5 Cogeneratore: consumo di metano, produzione di vapore, vapore consumato al degasatore e produzione di elettricità (valori medi giornalieri).*

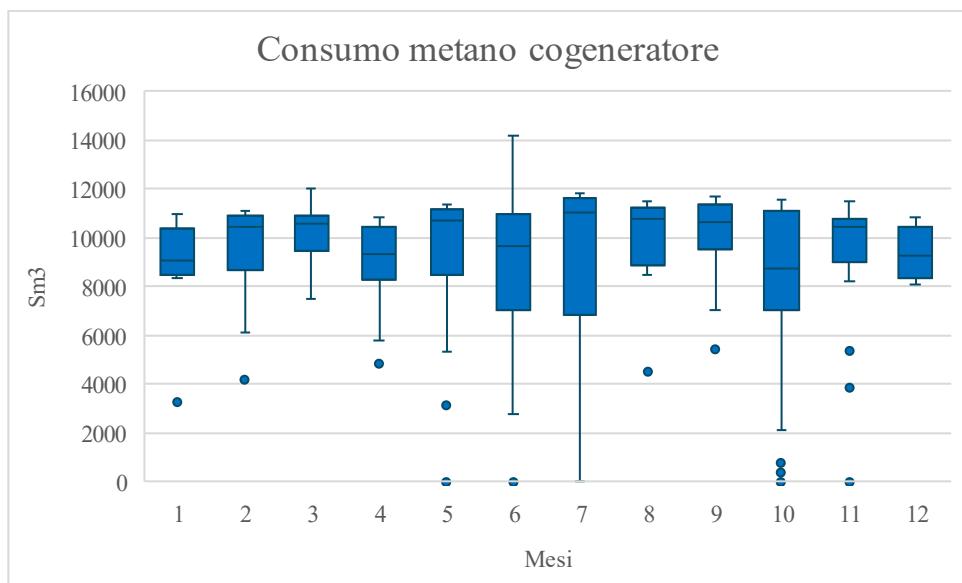
Valori medi giornalieri	Consumo gas naturale cogeneratore [Sm3]	Produzione vapore cogeneratore [t vapore]	Vapore al degasatore del cogeneratore [t vapore]	Produzione di elettricità [MWh]
Gennaio	9'253	19	3	37
Febbraio	9'578	18	21	39
Marzo	10'196	22	3	41
Aprile	9'079	20	3	37
Maggio	9'239	20	3	40
Giugno	8'214	17	2	39
Luglio	8'652	19	2	42
Agosto	10'026	19	2	41
Settembre	10'104	23	3	41
Ottobre	8'034	17	2	34
Novembre	9'325	21	3	40
Dicembre	9'362	23	3	38
Min	363	0	0	1
Max	14'171	36	31	49
Media annuale	9'278	20	3	39

*Tabella 6 Cogeneratore: consumo di gas naturale e della produzione di energia (elettrica, vapore, LT e HT), con i relativi rendimenti e perdite energetiche.*

Consumo gas naturale	118'111	GJ/anno
Produzione energia elettrica	49'395	GJ/anno
Produzione vapore	19'977	GJ/anno
Produzione vapore al degasatore	2'637	GJ/anno
Produzione energia LT	178	GJ/anno
Produzione energia HT	21'820	GJ/anno
Rendimento elettrico	42%	-
Rendimento termico	38%	-
Rendimento LT	0%	-
Rendimento HT	19%	-
Rendimento perdite	21%	-



*Figura 28 Produzione annuale di vapore cogeneratore.*



*Figura 29 Box plot consumo gas naturale cogeneratore.*

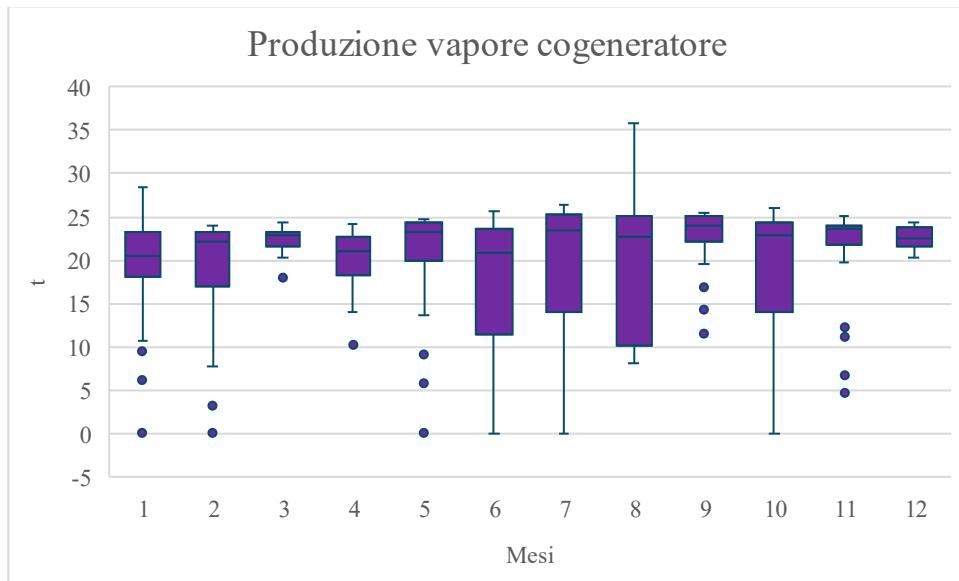


Figura 30 Box plot produzione di vapore cogeneratore.

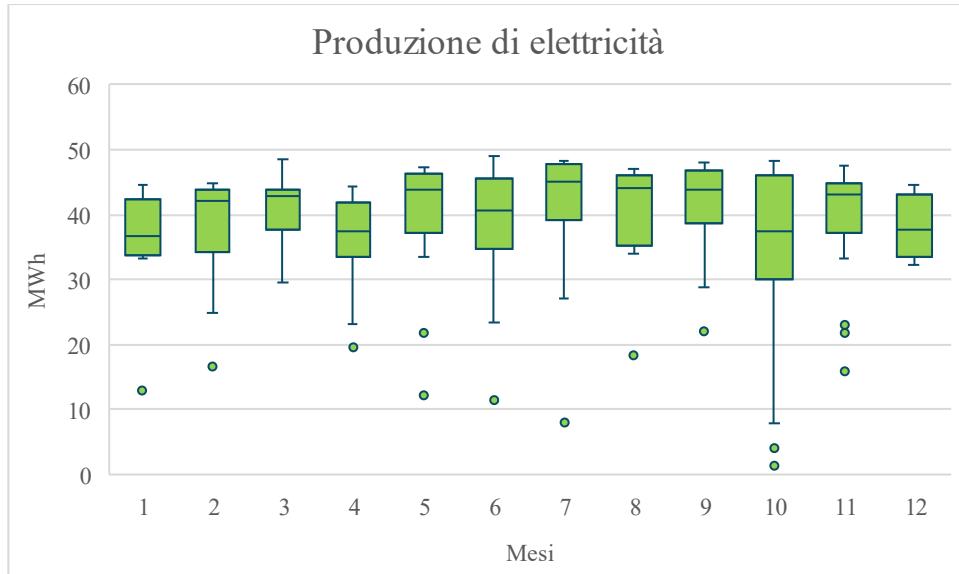


Figura 31 Box plot produzione di elettricità.

### Chillers centrale frigo G – Produzione di Potenza Fredda

La centrale frigorifera G è composta da 5 compressori, ciascuno dei quali alimenta una macchina frigorifera dedicata. La Tabella 7 riporta la potenza erogata da ciascun compressore e il relativo COP del condensatore della macchina frigorifera associata:

*Tabella 7 Potenza elettrica compressori e COP Pompa di calore centrale frigorifera G.*

	Potenza elettrica [kW]	COP (Condensatore)
Compressore 1 (C1)	200	3.45
Compressore 2 (C2)	315	4.31
Compressore 3 (C3)	353.3	3.94
Compressore 4 (C4)	449	4.01
Compressore 5 (C5)	338.6	3.61

La Tabella 8 riporta la percentuale di ore di funzionamento mensili per ciascun compressore rispetto al totale delle ore disponibili in un mese.

*Tabella 8 Percentuale ore di funzionamento mensili compressori centrale frigorifera G.*

	C1	C2	C3	C4	C5
Gennaio	92%	52%	0%	28%	0%
Febbraio	99%	0%	0%	34%	41%
Marzo	97%	0%	0%	1%	96%
Aprile	100%	0%	0%	5%	57%
Maggio	95%	9%	0%	32%	90%
Giugno	99%	16%	3%	55%	99%
Luglio	10%	11%	89%	90%	98%
Agosto	0%	1%	99%	89%	66%
Settembre	49%	51%	0%	84%	98%
Ottobre	97%	2%	0%	64%	97%
Novembre	97%	1%	0%	40%	81%
Dicembre	100%	8%	0%	100%	50%

Durante l'estate, i carichi aumentano a causa delle temperature più elevate, il che comporta un incremento nell'attivazione dei compressori, poiché i gruppi frigoriferi devono lavorare più intensamente per mantenere le temperature desiderate. Di conseguenza, le ore di funzionamento nei mesi estivi risultano superiori rispetto a quelle dei mesi invernali.

La produzione di potenza fredda, dunque, è continua durante tutto l'anno e si suddivide in due fasi principali: Estate/Autunno e Inverno/Primavera, in base al numero di ore di funzionamento dei compressori. Considerando come attivi i compressori che operano per più del 50% del tempo, si ottiene la seguente suddivisione:

*Tabella 9 Numero e compressori attivi centrale frigorifera G.*

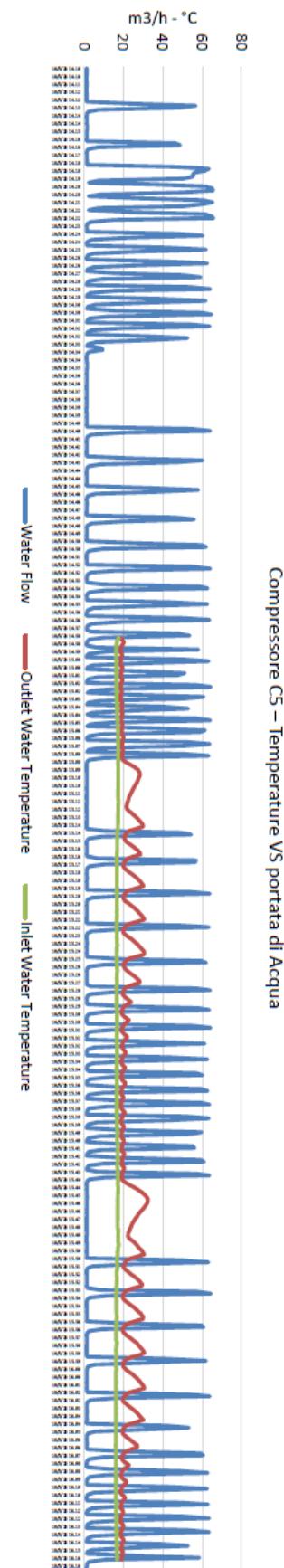
Mesi	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Inverno/Primavera					Estate/Autunno					Inverno/Primavera	
Numero di compressori attivi	2	1	2	2	2	3	3	3	3	3	2	2
Compressori attivi	C1 +C 2	C 1	C1 +C 5	C1 +C 5	C1 +C 5	C1+ C4+ C5	C3+ C4+ C5	C3+ C4+ C5	C2+ C4+ C5	C1+ C4+ C5	C1 +C 5	C1 +C 4

Il gruppo frigorifero è costituito da compressori raffreddati ad olio. L'olio, attraverso uno scambiatore olio-acqua integrato nel compressore, trasferisce il calore all'acqua, che viene poi mandata alle torri evaporative per il raffreddamento. È stata condotta una campagna di misurazione delle temperature nel circuito di raffreddamento: è stata monitorata la portata dell'acqua, insieme alla temperatura dell'acqua in ingresso e in uscita dal compressore, registrando un valore ogni 15 secondi. La campagna di misurazione è stata effettuata il 18 maggio 2023, giornata particolarmente fredda. La Figura 32 mostra i dati relativi al solo compressore C5, in quanto il circuito è condiviso da tutti i compressori, che operano con parametri identici e convogliano il flusso nell'unica torre di raffreddamento.

La Figura 33 mostra i dati di targa relativi al circuito di raffreddamento del compressore. I dati di targa riportano che l'acqua entra nel sistema a una temperatura di 40°C ed esce a 45°C. Tuttavia, nella realtà operativa, come riportato in Figura 32, il sistema funziona a temperature inferiori; intorno ai 15°C in ingresso e intorno ai 20°C in uscita. Questa differenza di temperatura rispetto ai valori nominali è causata da un controllo inadeguato, determinato dall'utilizzo di una valvola che apre e chiude in modo discontinuo (controllo a dente di sega). Un approccio più corretto sarebbe l'impiego di una valvola di controllo continuo, finalizzata a mantenere la temperatura dell'acqua in ingresso a 40°C e quella in uscita a 45°C. In un sistema di controllo continuo, un sensore di temperatura monitora la temperatura dell'acqua in uscita; qualora la temperatura superi i 45°C, la valvola si apre ulteriormente, mentre se la temperatura è inferiore a 45°C, la valvola si chiude, consentendo così di mantenere un'oscillazione attorno ai 45°C.

Ciò che viene evidenziato in questa situazione:

1. Il controllo a dente di sega non è ottimale, poiché causa un'usura più rapida dei componenti del sistema;
2. Non si sta utilizzando l'acqua alla temperatura prevista di 40°C, ma a una temperatura inferiore.



*Figura 32 Campagna di misurazione delle temperature e portata del circuito di raffreddamento.*

SIGLA	GLICOLE lt/h	ACQUA lt/h	TEMPERATURA DI ENTRATA °C	TEMPERATURA DI USCITA °C	PERDITA DI CARICO mt
E 1 + E 5	-	36.000 cad.	+40	+45	9 cad.
E 7	188.000 cad.	-	0	-5	12 cad.

Figura 33 Dati di targa del circuito di raffreddamento compressori.

### Consumo di vapore

In Tabella 10 sono riassunti i principali flussi energetici annuali all'interno dell'azienda, suddivisi per impianti di produzione e per edifici. I dati evidenziano i consumi di gas per la caldaia e il cogenerator, nonché la produzione di vapore e di energia elettrica. Si possono inoltre osservare le perdite energetiche associate sia alla caldaia che al cogenerator.

Tabella 10 Flussi di energia nello stabilimento.

ENERGIA TOTALE		
GAS CALDAIA	36931	GJ/anno
PRODUZIONE VAPORE CALDAIA	33067	GJ/anno
PERDITE CALDAIA	3864	GJ/anno
GAS COGENERATORE	118111	GJ/anno
PRODUZIONE VAPORE COGENERATORE	19977	GJ/anno
PRODUZIONE ENERGIA ELETTRICA COGENERATORE	49395	GJ/anno
PRODUZIONE HT COGENERATORE	21820	GJ/anno
PRODUZIONE LT COGENERATORE	178	GJ/anno
PERDITE COGENERATORE	27970	GJ/anno
CONSUMO VAPORE EDIFICIO C	12603	GJ/anno
CONSUMO VAPORE EDIFICIO D	1916	GJ/anno
CONSUMO VAPORE EDIFICIO F	2038	GJ/anno
CONSUMO VAPORE EDIFICIO F2	22915	GJ/anno
CONSUMO VAPORE EDIFICIO G	1123	GJ/anno
CONSUMO VAPORE EDIFICIO H	12870	GJ/anno
UNACCOUNTED	-420	GJ/anno

La Figura 34 e la Figura 35 illustrano la distribuzione del consumo di vapore tra i diversi utenti, rappresentati dai vari edifici. In particolare, in Figura 35, ogni sezione del grafico a torta mostra la percentuale di consumo di vapore attribuita a ciascun edificio, con particolare evidenza per l'edificio F2, che risulta essere il maggiore utilizzatore con il

43% del totale. Gli edifici C ed H seguono con il 32% e il 22%, rispettivamente, mentre gli edifici D, F e G contribuiscono marginalmente con percentuali molto basse (1% ciascuno). Questo grafico fornisce una visione chiara delle diverse proporzioni di consumo e consente di analizzare l'efficienza e l'allocazione delle risorse tra gli edifici.

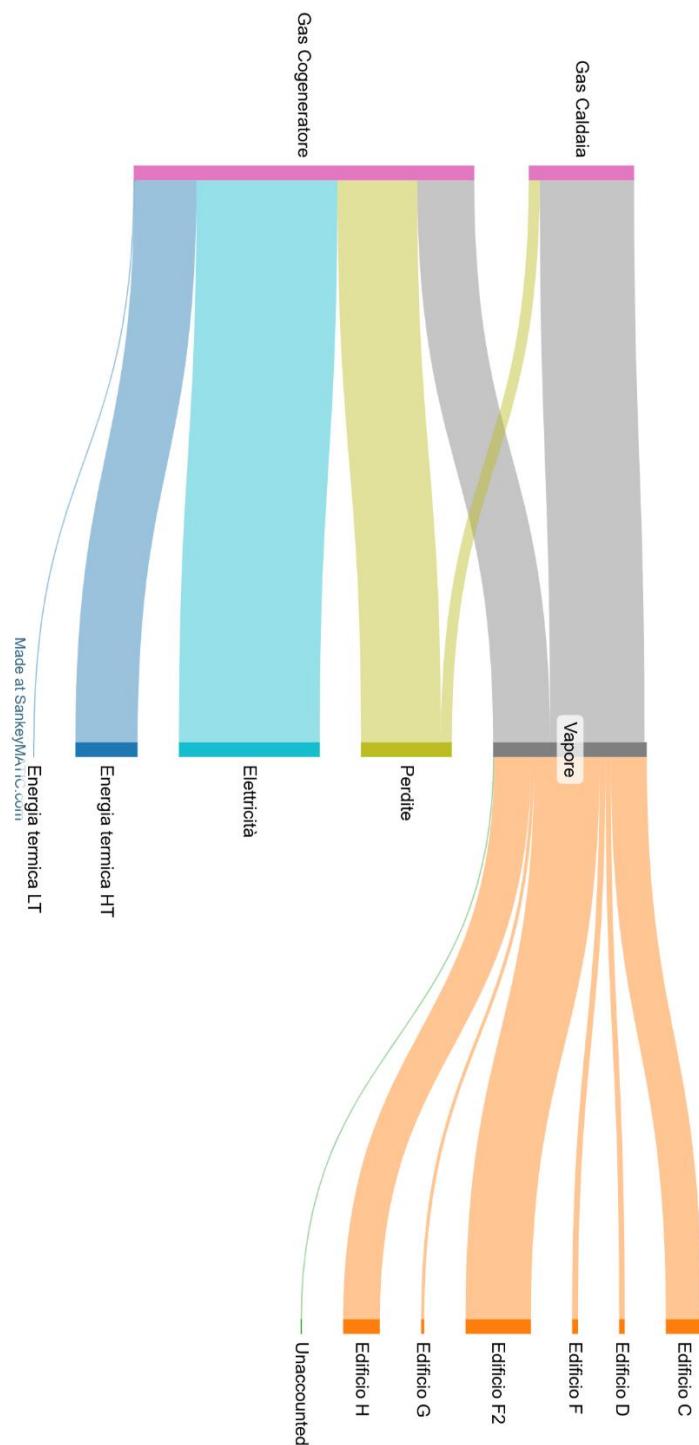


Figura 34 Diagramma di Sankey distribuzione energia totale stabilimento.

Divisione del consumo di vapore per utente

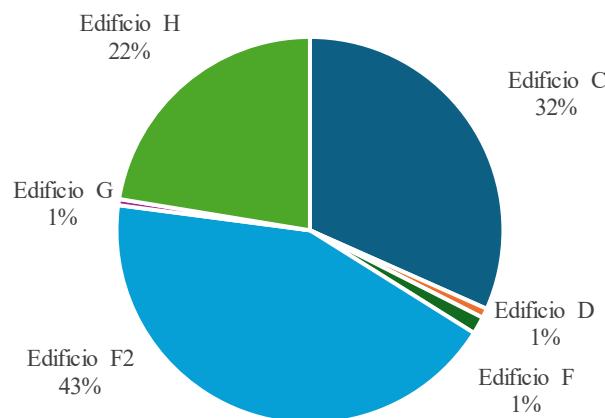


Figura 35 Divisione consumo di vapore per utente.

## 7. Soluzione proposta

La soluzione proposta ha l'obiettivo di soddisfare il fabbisogno di vapore dell'edificio dedicato alla produzione delle mortadelle (edificio H), utilizzando una pompa di calore in combinazione con un sistema MVR, pur considerando che gli edifici C e F2 risultano essere i più energivori, come evidenziato in Figura 35. La scelta di concentrare il soddisfacimento del fabbisogno di vapore solo nell'edificio delle mortadelle e non anche in quelli destinati alla produzione di salame e prosciutto si fonda su considerazioni tecniche specifiche per ciascun tipo di lavorazione. Per quanto concerne la produzione di salami, il processo di cottura avviene esclusivamente mediante acqua calda, senza l'impiego di vapore. Pertanto, in questo caso, è sufficiente una produzione di acqua calda, che può essere generata anche mediante l'uso di una pompa di calore, senza la necessità di integrare il sistema con l'MVR. Nel caso della produzione di prosciutti, invece, poiché il processo prevede l'iniezione diretta di vapore, è necessario utilizzare vapore pulito, che può essere prodotto tramite generatori dedicati. L'edificio destinato alla produzione delle mortadelle rappresenta il caso di maggiore interesse. Il consumo di vapore in questa utenza è significativo e, data la tipologia di impianto, risulta complesso convertire il sistema ad acqua. Pertanto, per garantire l'efficienza del processo produttivo, è necessario l'impiego del vapore, che sarà soddisfatto attraverso l'integrazione di una pompa di calore industriale con un sistema MVR. La pompa di calore trasferisce e innalza l'energia termica proveniente da una sorgente a bassa temperatura a quella ad alta temperatura. Un circuito intermedio ad acqua genera vapore all'interno dello scambiatore. Il vapore entra nel separatore che garantisce vapore saturo in ingresso all'MVR che consente di innalzare la pressione del vapore fino alla pressione richiesta dall'utenza. La soluzione proposta, mostrata in Figura 36, è quindi progettata per ottimizzare l'efficienza energetica e ridurre le emissioni, concentrandosi su tecnologie innovative che permettono di sostituire l'uso del gas naturale con energia elettrica. L'inserimento di un circuito intermedio svolge due funzioni fondamentali: separa i fluidi di differente qualità e crea un'integrazione dinamica, che consente al sistema di adattarsi alle variazioni delle condizioni operative e permette una gestione più flessibile e stabile del processo. Il separatore di vapore ha l'obiettivo di garantire una separazione estremamente efficiente tra il vapore e le goccioline di acqua non evaporata, evitando la contaminazione del vapore che andrà trattato nell'MVR. Quando la miscela di vapore e acqua entra nel separatore, il flusso

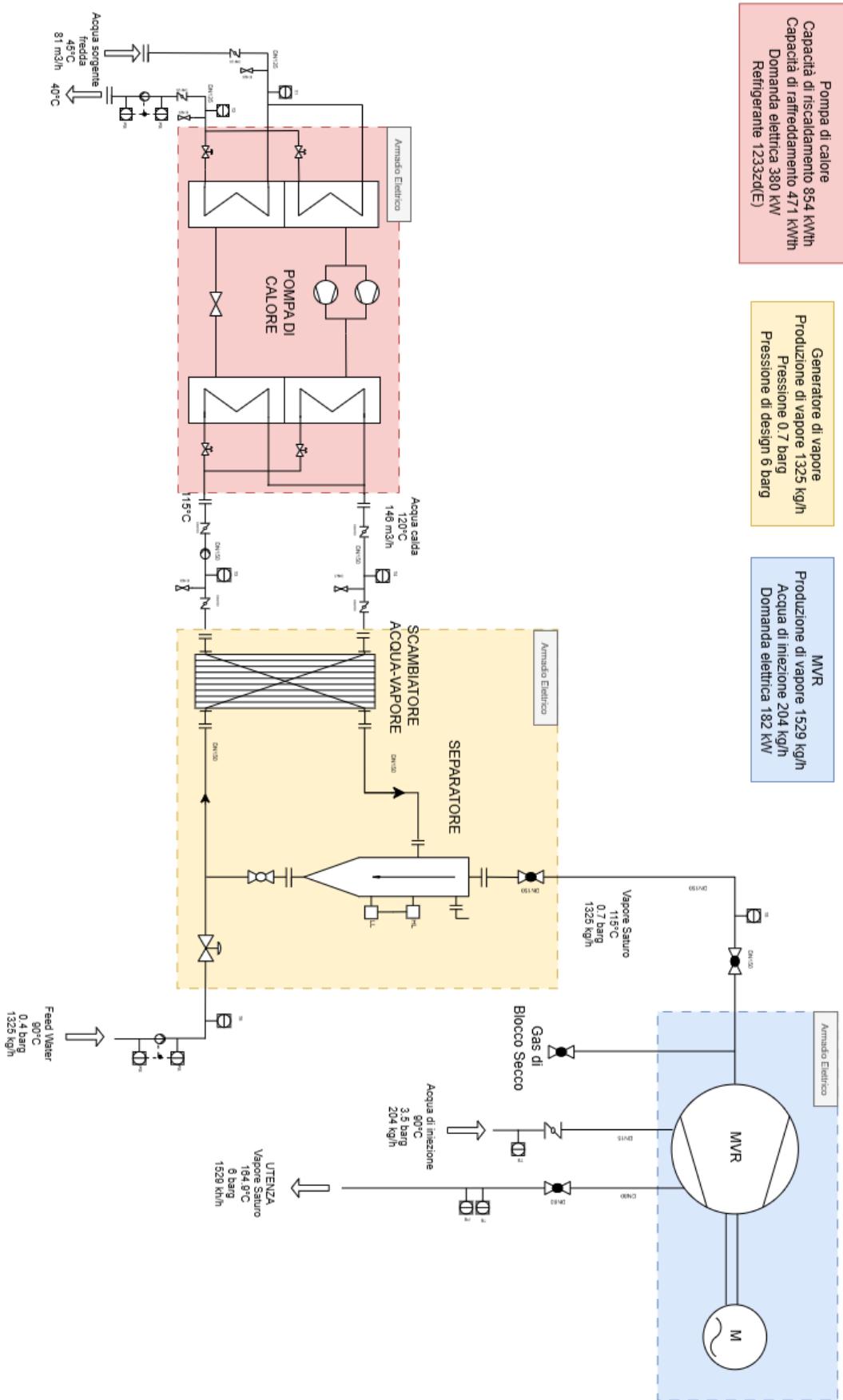
viene rallentato e la fase liquida, essendo più pesante, tende a depositarsi sul fondo del separatore grazie alla forza di gravità. Il vapore, privo di goccioline, risale verso la parte superiore del dispositivo.

La sorgente fredda per l'evaporatore della pompa di calore proviene dall'acqua di raffreddamento dei compressori dei gruppi frigoriferi, che, invece di essere inviata alle torri evaporative per il raffreddamento, viene abbassata di temperatura grazie al gas refrigerante. Il recupero non verrà effettuato utilizzando i dati precedenti (portata e temperatura) poiché il metodo attualmente impiegato per il recupero di quella potenza non è adeguato, sia da un punto di vista meccanico-idraulico (regolazione on-off), che a causa di problemi di usura che generano colpi d'ariete, sia per l'inefficienza del recupero termico. In particolare, si osservano oscillazioni tra momenti di portata elevata e momenti di portata nulla. Si ritiene inappropriato questo tipo di variabilità e si preferisce mantenere una portata costante intorno a una temperatura stabilita. Di conseguenza, è necessaria una modifica della logica di controllo e il ripristino della temperatura ai valori specificati nei dati di targa. Pertanto, per ottimizzare il recupero termico, si raccomanda di adottare un controllo continuo attorno al set point di progetto. Questo approccio consente un recupero termico più efficiente, poiché la temperatura alla sorgente aumenta. Ciò non pregiudica il funzionamento della macchina, in quanto essa è stata progettata per operare in un intervallo di temperatura tra i 40° e i 45°, per cui non si compromette l'efficienza del gruppo ad ammoniaca. Inoltre, il COP della macchina migliora, rendendo l'intero sistema più conveniente dal punto di vista energetico.

### **Selezione delle valvole per il circuito idraulico e del vapore**

Per il circuito dell'acqua, è stata prevista l'installazione di valvole a farfalla e valvole di drenaggio. Le valvole a farfalla hanno la funzione di sezionamento del circuito in caso di guasto o necessità di manutenzione, ispezione, approfondimento o revisione dei componenti presenti nel circuito. Le valvole di drenaggio, invece, servono per svuotare il circuito quando le valvole di sezionamento vengono chiuse, permettendo il deflusso dell'acqua verso il serbatoio o la fogna, a seconda della qualità dell'acqua. Dunque, è stata prevista l'installazione delle valvole di drenaggio per motivi legati al corretto svuotamento e per prevenire eventuali contaminazioni. Nel circuito del vapore, sono state previste valvole tipo globe o a pistone, con la funzione di sezionamento del flusso. Le valvole per il circuito acqua sono state scelte con un controllo manuale, principalmente

per ragioni economiche, in quanto l'operazione di drenaggio è prevista con una frequenza annuale. Le valvole nel circuito del vapore sono state selezionate con attuazione automatica (ad esempio, tramite attuatori ad aria compressa) per garantire la sicurezza del sistema.



*Figura 36 Schema preliminare soluzione proposta.*

## 7.1 Riferimenti progettuali

Dati progettuali:

- Pressione richiesta dall'utenza: 6 barg.

Per il dimensionamento del sistema proposto, vengono usate come riferimenti progettuali le seguenti condizioni operative:

❖ Condensatore pompa di calore:

- Temperatura di mandata: 120 °C;
- $\Delta T$  fissato al condensatore: 5°C.
- Temperatura di condensa del refrigerante: 125°C.
- Temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore: 115°C.

❖ Evaporatore pompa di calore:

- Temperatura dell'acqua in ingresso: 45 °C;
- $\Delta T$  fissato all'evaporatore: 3°C.
- Temperatura di evaporazione del refrigerante: 37°C.
- Temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore: 40°C.

❖ Generazione di vapore:

- pressione di generazione del vapore: 0.7 barg;

❖ MVR:

- Pressione dell'acqua di iniezione: 3.5 barg;
- Temperatura dell'acqua di iniezione pari a 90°C.

❖ Serbatoio condense:

- Temperatura: 90°C;
- Pressione: l'acqua viene prelevata dalla pompa a 0.4 barg, che incrementa la pressione a 0.7 barg per il processo di evaporazione.

❖ Torri evaporative:

- Temperatura dell'acqua in ingresso: 45°C;
- Temperatura di uscita: 40°C.

*Nota:* Per i serbatoi con una pressione superiore a 0.5 barg, ci sono diversi costi indiretti associati alla gestione e manutenzione delle attrezzature a pressione conformi alla Pressure Equipment Directive (PED) 2014/68/UE. Questi costi riguardano la

certificazione e la valutazione della conformità, le ispezioni periodiche, la manutenzione, nonché eventuali costi per assicurazioni o smaltimento del serbatoio una volta dismesso. Per questo motivo, si è deciso di mantenere il serbatoio delle condense alla pressione atmosferica.

## 7.2 Considerazioni progettuali

### **Scambiatori di calore acqua-vapore**

Gli scambiatori di calore acqua-vapore comprendono diverse soluzioni tecnologiche, tra cui gli scambiatori a piastre saldorasate e scambiatori di calore con tecnologia a fusione bonding. Per gli scambiatori di calore a piastre saldorasati si veda il Paragrafo 2.1.3. Gli scambiatori di calore a piastre con tecnologia a fusione bonding rappresentano una soluzione avanzata per il trasferimento termico in applicazioni ad alte temperature e pressioni. A differenza degli scambiatori saldorasati, gli scambiatori a fusione bonding sfruttano un processo di fusione metallica per unire direttamente le piastre in modo solido, senza l'uso di materiali di riempimento e saldature. Questo approccio offre diversi vantaggi: innanzitutto, l'assenza di materiali di riempimento elimina i potenziali problemi legati alla degradazione delle leghe di brasatura, che in alcuni casi possono essere vulnerabili a stress termici o chimici. Inoltre, la fusione bonding consente una maggiore resistenza alle alte temperature e alle pressioni elevate, rendendo questi scambiatori ideali per applicazioni industriali che richiedono il trattamento di fluidi caldi, come nel caso di evaporazione o surriscaldamento del vapore.

## 7.3 Dimensionamento pompa di calore

A partire dalla domanda oraria di vapore richiesta dall'edificio H, riportata in Figura 37, sono state calcolate le potenze necessarie al condensatore e, tramite COP e dati di targa, è stato ricavato il profilo termico necessario lato sorgente (evaporatore). I dati raccolti sono stati successivamente sottoposti a un processo di filtraggio, durante il quale sono stati eliminati i picchi, in quanto considerati errori di misurazione o transitori di estremamente brevi e poco probabili. Dalla Figura 37 si osserva che il consumo di vapore segue una tendenza settimanale. In particolare, si evidenziano due comportamenti distinti: nei giorni lavorativi, ovvero dal lunedì al venerdì, il profilo di consumo si caratterizza per una variabilità giornaliera, con un picco che si verifica nelle ore diurne e una diminuzione durante la notte. In contrasto, durante i fine settimana, il consumo diventa sostanzialmente

costante, con un consumo fisso che si mantiene su valori più bassi rispetto ai giorni lavorativi. Tale pattern settimanale si ripete ogni mese, indicando una stabilità nel comportamento di consumo di vapore, che non subisce influenze significative dalle variazioni stagionali, come mostrato in Figura 38, in cui è riportato il consumo di vapore per i mesi di luglio e novembre. In Tabella 11 sono riassunti i consumi e le portate di vapore mensili, medi, massimi e minimi richiesti dall'edificio.

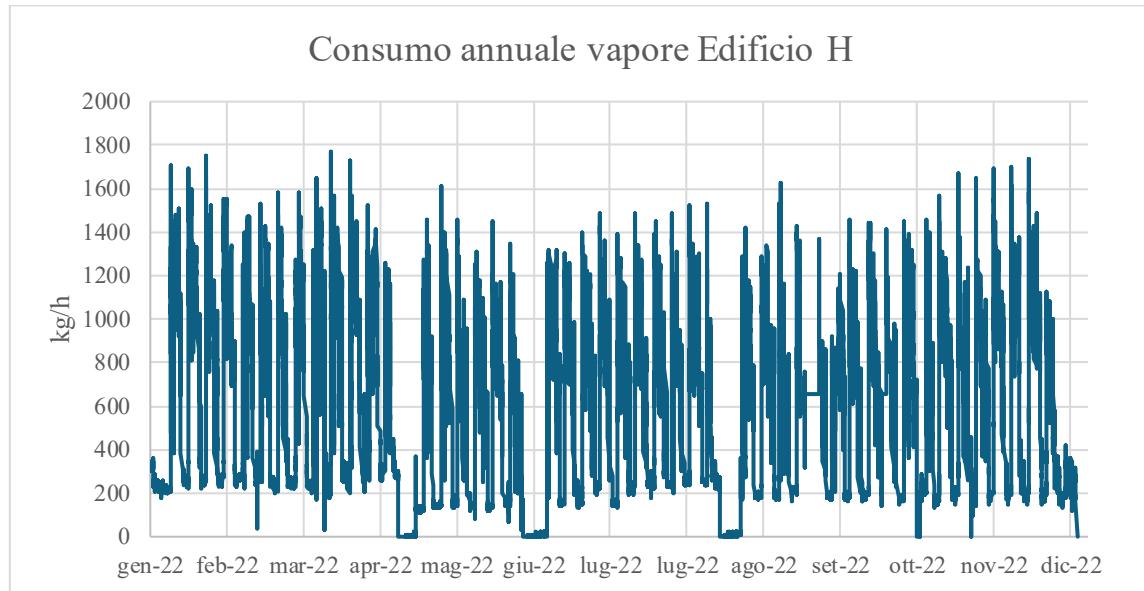


Figura 37 Consumo orario di vapore Edificio H.

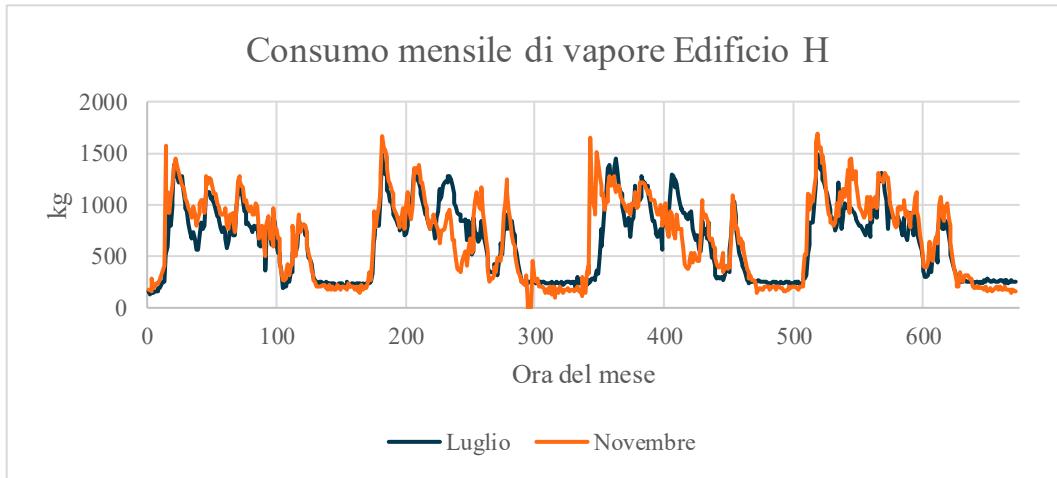


Figura 38 Consumo mensile (luglio e novembre) consumo vapore Edificio H.

Tabella 11 Tabella riassuntiva dei consumi e della portata di vapore mensili per l'edificio H.

Vapore Edificio H		
Consumo medio mensile	423'369	kg
Max consumo mensile	559'494	kg
Min consumo mensile	291'462	kg

Portata media mensile	601	kg/h
Max portata mensile	752	kg/h
Min portata mensile	472	kg/h

Il grafico relativo alla potenza termica necessaria per soddisfare la domanda termica al condensatore della pompa di calore per soddisfare la produzione di vapore è riportato in Figura 39, e presenta un andamento analogo a quello del consumo di vapore. È stato ricavato assumendo in prima approssimazione un COP pari al 50% del COP di Carnot percentuale basata su valori di altri impianti, pari a 2.62. In

Tabella 12 è riportato un riepilogo delle ore di funzionamento mensili, comprensivo della potenza media, massima e minima richiesta ogni mese.



Figura 39 Potenza termica evaporatore stimata.

Tabella 12 Tabella riassuntiva potenza media, massima e minima mensile per l'evaporatore.

	Ore di funzionamento mensili [h]	Potenza media mensile [kW]	Potenza massima mensile [kW]	Potenza minima mensile [kW]
Gennaio	743	219	602	62
Febbraio	672	229	546	55
Marzo	744	260	604	59
Aprile	617	163	556	38
Maggio	674	185	504	38
Giugno	680	203	515	41

Luglio	744	208	515	45
Agosto	663	177	529	59
Settembre	720	214	563	55
Ottobre	717	212	504	48
Novembre	717	230	584	35
Dicembre	720	193	601	41

A seguito dell'analisi, sono state identificate due possibili potenze termiche all'evaporatore per il dimensionamento della pompa di calore: 470 kW e 540 kW. La potenza di 470 kW è stata scelta in quanto rappresenta il picco più frequente. Infatti, l'intervallo  $\pm 5\%$  rispetto a 470 kW corrisponde a una fascia di valori che si verifica 93 volte. Invece, 540 kW corrisponde al 90% del picco massimo registrato, pari a 604 kW. Si considera che eventuali picchi di richiesta di vapore vengano soddisfatti dalla caldaia a gas. Una volta ottenuto il dimensionamento di massima dell'evaporatore, è stata effettuata una richiesta di quotazione della pompa di calore al team HP di Armstrong International, che ha fornito un'analisi delle prestazioni in relazione alle condizioni operative specificate. La pompa di calore selezionata è il modello 9583, dotata di due compressori con inverter.

Le condizioni operative utilizzate per definire le prestazioni del sistema sono le seguenti:

- Tipo di refrigerante: R1233zd(E).
- Tipologia di fluidi di scambio:
  - Fluido di sorgente: acqua;
  - Fluido di destinazione: acqua (per la generazione di vapore).
- Temperatura di ingresso e uscita del fluido di destinazione (sorgente calda):
  - Temperatura ingresso: 115°C;
  - Temperatura uscita: 120°C.
- Temperatura di ingresso e uscita del fluido di sorgente (sorgente fredda):
  - Temperatura ingresso: 45°C;
  - Temperatura uscita: 40°C.

- Capacità di destinazione (sorgente calda): produzione di vapore a 6 barg e 180°C, con una temperatura di alimentazione dell’acqua di 20°C e pressione 8 barg.

Le prestazioni della pompa di calore selezionata sono le seguenti:

- Capacità di raffreddamento: 471 kW, con un COP per il raffreddamento pari a 1.2;
- Capacità di riscaldamento: 854 kW, con un COP per il riscaldamento pari a 2.25;
- Potenza elettrica assorbita: 380 kW;
- Carico termico sorgente fredda: variabile tra 118 kW e 471 kW.

Le prestazioni dell’MVR selezionato sono le seguenti:

- Capacità di riscaldamento: 174 kW;
- Potenza elettrica assorbita: 194 kW.

Le prestazioni complessive dell’intero sistema sono le seguenti:

- Potenza totale di riscaldamento: 1'028 kW;
- Consumo elettrico totale: 574 kW;
- COP intero sistema: 1.79.

Successivamente, è stata presa in considerazione una seconda ipotesi, che prevede l’utilizzo di tre compressori, di taglia inferiore, per aumentare la finestra disponibile per il recupero termico. Le condizioni operative sono le stesse del caso precedente. Si ipotizza costante il COP della pompa di calore, il rendimento dell’MVR (87%) e la percentuale di acqua di iniezione nell’MVR (13%). In questo caso, è stato selezionato il modello 9573, con le seguenti caratteristiche:

- Capacità di raffreddamento: 540 kW, con un COP per il raffreddamento pari a 1.2;
- Capacità di riscaldamento: 1'012 kW, con un COP per il riscaldamento pari a 2.25;
- Potenza elettrica assorbita: 450 kW.

Le prestazioni dell’MVR selezionato sono le seguenti:

- Capacità di riscaldamento: 200 kW;
- Potenza elettrica assorbita: 230 kW.

In questo caso, le prestazioni complessive dell'intero sistema sono le seguenti:

- Potenza totale di riscaldamento: 1'213 kW;
- Consumo elettrico totale: 680 kW;
- COP intero sistema: 1.79.

Determinato il COP reale della pompa di calore, che rimane invariato indipendentemente dalla selezione della pompa di calore, e tenendo conto delle condizioni operative effettive, è stata calcolata la potenza termica oraria necessaria all'evaporatore per soddisfare completamente la produzione di vapore richiesta dall'edificio H. Le condizioni operative effettive considerate sono le seguenti:

- Temperatura acqua di alimentazione dello scambiatore acqua/vapore pari a 90°C;
- Temperatura acqua di alimentazione dello scambiatore acqua/vapore pari a 90°C;
- Pressione dell'acqua di inizio di 3.5 barg;
- Vapore saturo in uscita dall'unità MVR.

Le altre condizioni operative rimangono invariate rispetto a quelle utilizzate dal team HP di Armstrong. La potenza termica reale all'evaporatore è mostrata in Figura 40. La selezione della pompa di calore non influirà sull'andamento di tale potenza termica, ma determinerà l'ampiezza della finestra della potenza recuperabile all'evaporatore e le portate coinvolte in condizioni nominali, come sarà dettagliato nel Paragrafo 7.4.

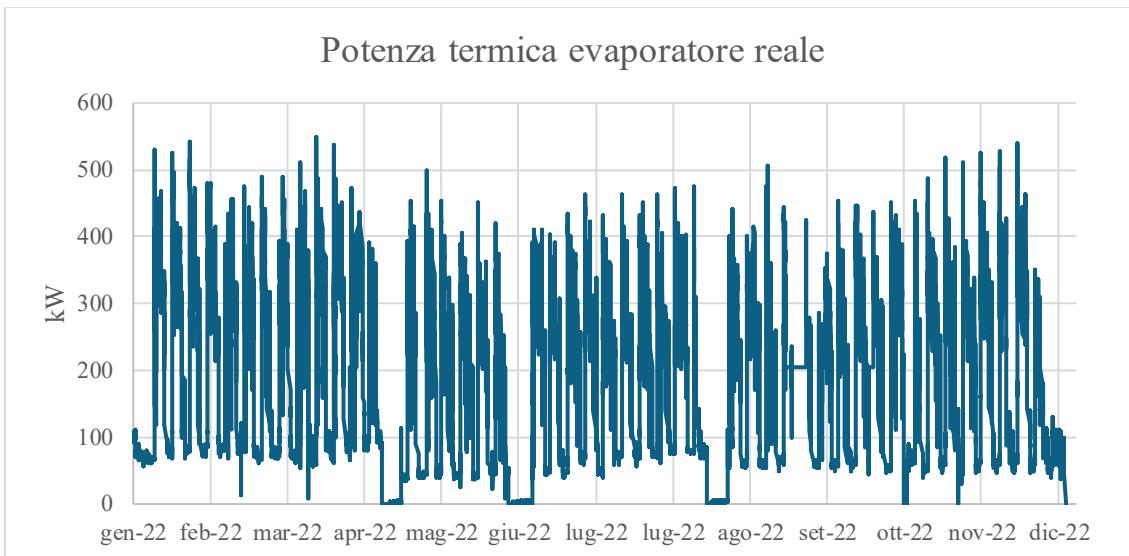


Figura 40 Potenza termica evaporatore reale.

#### 7.4 Valutazione delle soluzioni per il recupero termico

Come descritto nel progetto, si è scelto di implementare un sistema di recupero termico che, all'evaporatore della pompa di calore, dissipava il calore risultante dal raffreddamento dell'olio del gruppo frigorifero G. Per questi compressori, era inizialmente disponibile solo il dato relativo al consumo energetico giornaliero in termini di energia elettrica. Per ottenere un'analisi più precisa, è stato quindi necessario ricavare il profilo orario del consumo energetico, tenendo conto della variabilità oraria. Questo approccio ha permesso di evitare l'uso di un valore costante per tutte le ore, rendendo i dati più realistici e rappresentativi delle reali condizioni operative. Il profilo orario è stato determinato normalizzando i dati di un altro gruppo di compressori, il cui comportamento di consumo risultava assimilabile a quello dei compressori in esame. Una volta ottenuti i valori orari dell'energia elettrica consumata, la potenza recuperabile è stata determinata considerando che essa corrisponde al 20% della potenza termica scambiata al condensatore, percentuale derivante dall'esperienza di Armstrong.

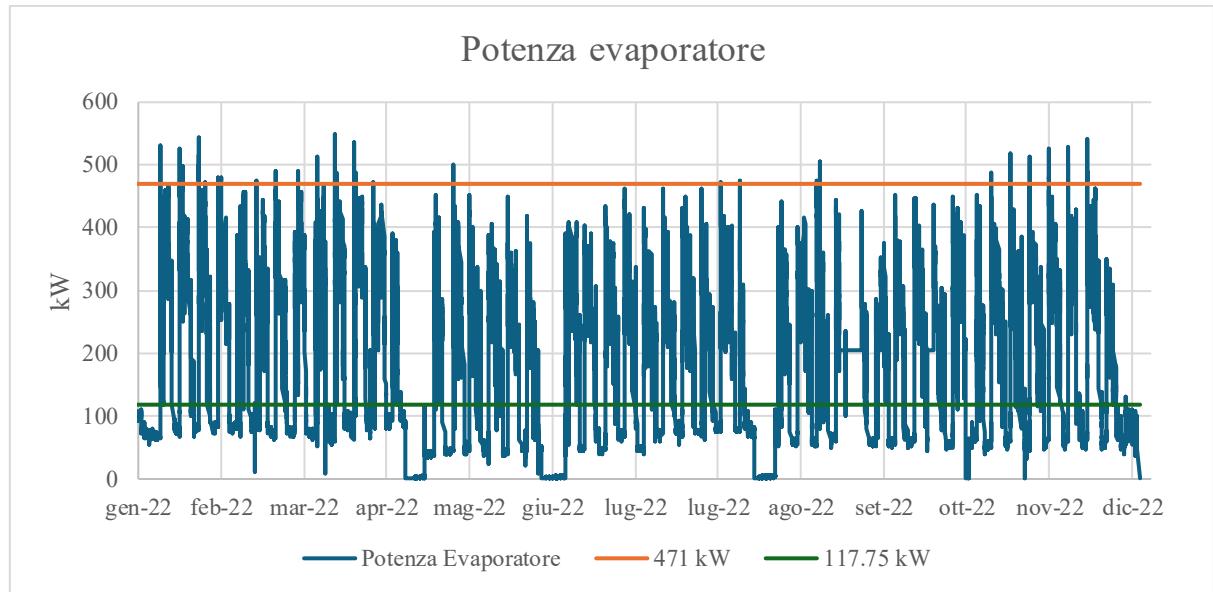
Data una potenzialità termica all'evaporatore della macchina e incrociando i dati di recupero termico, è possibile stimare la produzione oraria di vapore. Nel presente studio, è stato considerato il caso più sfavorevole, ossia il collegamento diretto tra l'evaporatore e la sorgente, senza prendere in considerazione le inerzie termiche e l'accumulo.

Di seguito sono presentati i risultati relativi alla copertura della domanda di vapore e alla quota di potenza disponibile dei compressori effettivamente utilizzata, per il caso 1, che

prevede l'impiego di due compressori per la pompa di calore, e per il caso 2, che prevede l'impiego di tre compressori.

### Caso 1: 2 compressori

L'evaporatore sfutta la sorgente tra un massimo di 471 kW e un minimo del 25% di tale valore (117.75 kW) come mostrata in Figura 41.



*Figura 41 Caso 1: finestra recuperabile evaporatore tra 471 kW e 117.75 kW.*

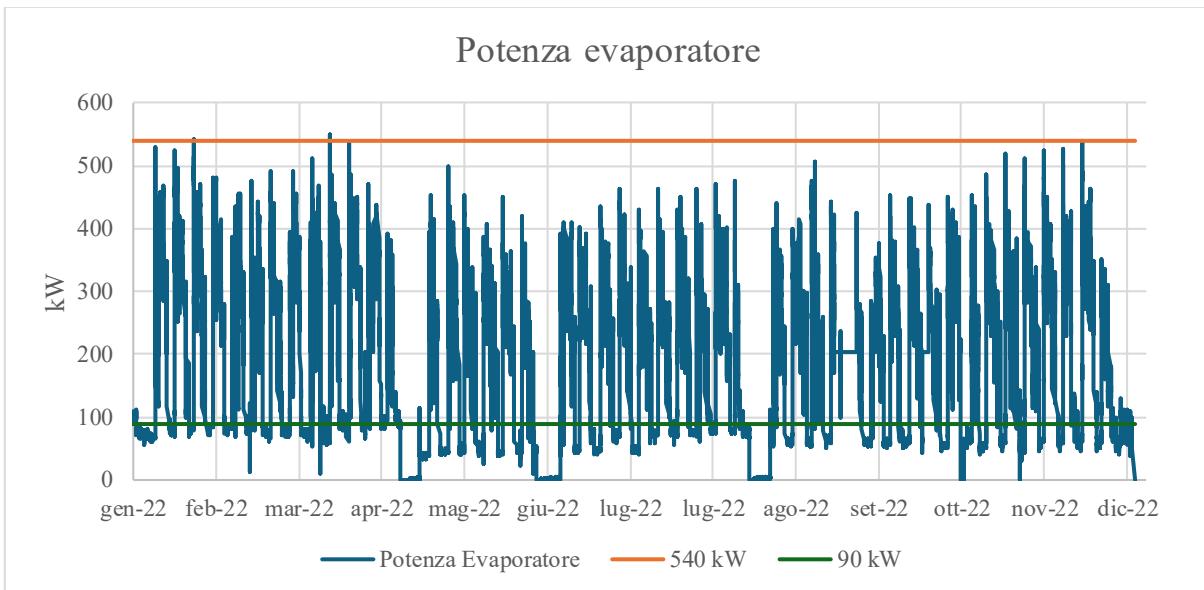
I risultati ottenuti mostrano una copertura della domanda di vapore del 78%, con una potenza disponibile dai compressori sfruttata al 35% (il restante viene smaltito nelle torri evaporative). Tali risultati sono riassunti in Tabella 13.

*Tabella 13 Risultati Pompa di calore 2 compressori + MVR: copertura domanda vapore, potenza compressori sfruttata, riduzione CO<sub>2</sub>.*

Pompa di calore 2 compressori + MVR	
Copertura domanda vapore	78%
Potenza compressori sfruttata	35%

### Caso 2: 3 compressori

La potenza dell'evaporatore è stata fissata tra un massimo di 540 kW e un minimo di 1/6 di tale valore, come illustrato in Figura 42.



*Figura 42 Caso 2: finestra recuperabile tra 540 kW e 90 kW.*

I risultati ottenuti sono stati una copertura della domanda di vapore dell'84%, con una potenza disponibile dai compressori sfruttata al 37% (il restante viene smaltito nelle torri evaporative). Tali risultati sono riassunti in Tabella 14.

*Tabella 14 Risultati Pompa di calore 3 compressori + MVR: copertura domanda vapore, potenza compressori sfruttata, riduzione CO<sub>2</sub>.*

Pompa di calore 3 compressori + MVR	
Copertura domanda vapore	84%
Potenza compressori sfruttata	37%

Considerando che il costo di un compressore rappresenta circa il 35% del costo totale dell'intera macchina, non risulta economicamente conveniente l'aggiunta di un compressore per ottenere un aumento dell'6% della copertura della domanda di vapore. Poiché la copertura della domanda risulta già elevata, si potrebbe considerare l'installazione di un buffer di acqua di piccole dimensioni (circa 20 m<sup>3</sup>), ma questa opzione verrà esaminata più approfonditamente in un futuro step, durante la fase di ingegneria di dettaglio.

Selezionata la pompa di calore: le portate di fluido, le potenze termiche coinvolte e i COP del sistema risultano essere i seguenti:

*Tabella 15 Portate, potenze termiche, COP dei singoli componenti e del sistema complessivo in condizioni nominali.*

POMPA DI CALORE		
Portata acqua sorgente fredda	81	m <sup>3</sup> /h

Portata acqua calda prodotta	146	m <sup>3</sup> /h
Potenza di raffreddamento	471	kW
Potenza di riscaldamento	845	kW
Potenza elettrica	380	kW
COP caldo	2.25	-
COP freddo	1.2	-
MVR		
Portata acqua di iniezione	204	kg/h
Portata vapore saturo utenza	1'529	kg/h
Potenza elettrica	182	kW
Potenza di riscaldamento	159	kW
$\eta$	0.87	-
SISTEMA COMPLESSIVO		
Potenza di riscaldamento	1'013	kW
Potenza elettrica	562	kW
COP	1.80	-

Le potenze termiche, le portate coinvolte e le condizioni operative sono riportate in Figura 36.

## 7.5 Logica di controllo

Il sistema di controllo è progettato per gestire due casi principali che riguardano la variazione della domanda di vapore e della temperatura della sorgente fredda in ingresso. In entrambi i casi, il sistema deve adattarsi dinamicamente alle nuove condizioni di operazione per garantire la corretta produzione di vapore.

### Caso 1: Variazione della domanda di vapore

Un sensore di pressione, installato nel tratto di tubazione che collega il separatore all'MVR, rileva l'aumento di pressione causato dalla diminuzione della domanda di vapore. Il segnale generato dal sensore viene inviato alla pompa che alimenta il circuito di acqua di processo. La pompa, tramite l'inverter, riduce la propria velocità, diminuendo così la portata di acqua fornita allo scambiatore di calore acqua-vapore. La riduzione della portata di vapore comporta una diminuzione del fabbisogno termico nello scambiatore di calore. La pompa di calore, configurata per mantenere costante la temperatura di mandata a 120°C e progettata per garantire un  $\Delta T$  di 5°C al condensatore, modula la portata di acqua nel circuito intermedio in base alla nuova richiesta termica. In risposta alla minore domanda di vapore, la portata del refrigerante che circola nel sistema di compressione viene ridotta, mantenendo invariata la temperatura di condensazione del refrigerante. Ciò

è possibile grazie alla regolazione continua dei compressori tramite inverter, che permette di mantenere costante il rapporto di compressione.

Nel caso in cui, invece, la domanda di vapore aumenti, lo stesso principio si applica al contrario: il sensore rileva una diminuzione della pressione e il sistema aumenta la velocità della pompa, incrementando la portata di acqua nel circuito intermedio, mentre la pompa di calore regola la portata di refrigerante per mantenere costante la temperatura di condensazione.

### **Caso 2: Variazione della temperatura della sorgente fredda in ingresso (potenza termica costante al condensatore)**

Quando la temperatura di ingresso della sorgente termica all'evaporatore diminuisce al di sotto del valore nominale, si verifica una riduzione della temperatura e della pressione di evaporazione. A parità di potenza termica richiesta al condensatore, il compressore deve compensare la minore energia specifica del vapore trattato aumentando la portata massica. Per rispondere a questa esigenza, il sistema aumenta la velocità di rotazione del compressore, in modo da mantenere invariata la potenza termica resa all'utenza. A livello di regolazione, un sensore di temperatura all'ingresso dell'evaporatore rileva il calo di temperatura della sorgente. Il controller, sulla base di questa informazione, regola il numero di giri del compressore per incrementare la portata massica, assicurando così che la potenza termica al condensatore rimanga costante.

In caso di aumento della temperatura della sorgente fredda, il principio si applica in modo inverso: il sistema, quindi, ridurrà la velocità di rotazione del compressore per mantenere stabile la potenza termica al condensatore.

## **7.6 Dimensionamento tubazioni**

In questo paragrafo è riportato il dimensionamento delle diverse tubazioni, considerando l'utilizzo di tubi in acciaio inox. La velocità dell'acqua è stata fissata a 2,5 m/s, mentre quella del vapore a 25 m/s. La velocità del vapore è stata mantenuta tra 20 e 30 m/s: al di sotto di 20 m/s c'è il rischio di condensazione, mentre oltre i 30 m/s si potrebbero verificare fenomeni di cavitazione.

Il posizionamento della pompa di calore e la configurazione delle tubazioni ipotizzata sono mostrati in Figura 43. Il collettore al quale si attacca la tubazione dell'MVR si trova a 6 barg.

- ACQUA
- Tubazione di mandata compressori gruppo frigorifero G/ torri evaporative – evaporatore pompa di calore:

*Tabella 16 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione di mandata compressori gruppo frigo F/ torri evaporative – evaporatore pompa di calore.*

Portata [m <sup>3</sup> /h]	81
Diametro tubazione [mm]	125
Lunghezza tubazione [m]	72
Perdita di carico [bar]	0.316
Temperatura di esercizio [°C]	45

- Tubazione di ritorno evaporatore pompa di calore – compressori gruppo frigorifero G/ torri evaporative:

*Tabella 17 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione di ritorno evaporatore pompa di calore - compressori gruppo frigo G/ torri evaporative.*

Portata [m <sup>3</sup> /h]	81
Diametro tubazione [mm]	125
Lunghezza tubazione [m]	72
Perdita di carico [bar]	0.316
Temperatura di esercizio [°C]	40

- Tubazione di mandata condensatore:

*Tabella 18 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione di mandata condensatore.*

Portata [m <sup>3</sup> /h]	146
Diametro tubazione [mm]	150
Lunghezza tubazione [m]	5
Perdita di carico [bar]	0.021
Temperatura di esercizio [°C]	120

- Tubazione di alimentazione condensatore:

*Tabella 19 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione di alimentazione condensatore.*

Portata [m <sup>3</sup> /h]	146
Diametro tubazione [mm]	150
Lunghezza tubazione [m]	5
Perdita di carico [bar]	0.021
Temperatura di esercizio [°C]	115

- Tubazione di alimentazione scambiatore acqua-vapore:

*Tabella 20 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione di alimentazione scambiatore acqua-vapore.*

Portata [m <sup>3</sup> /h]	1.4
Diametro tubazione [mm]	25
Lunghezza tubazione [m]	50
Perdita di carico [bar]	0.221
Temperatura di esercizio [°C]	90

- VAPORE
- Tubazione separatore vapore saturo – MVR:

*Tabella 21 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione separatore vapore saturo - MVR.*

Portata [kg/h]	1'325
Diametro tubazione [mm]	150
Lunghezza tubazione [m]	5
Perdita di carico [bar]	0.133
Pressione di esercizio [barg]	0.7
Temperatura di esercizio [°C]	115

- Tubazione MVR – collettore:

*Tabella 22 Portata, diametro, lunghezza, perdita di carico e temperatura di esercizio della tubazione MVR - collettore.*

Portata [kg/h]	1'529
Diametro tubazione [mm]	100
Lunghezza tubazione [m]	300
Perdita di carico [bar]	0.372
Pressione di esercizio [barg]	6
Temperatura di esercizio [°C]	164.9

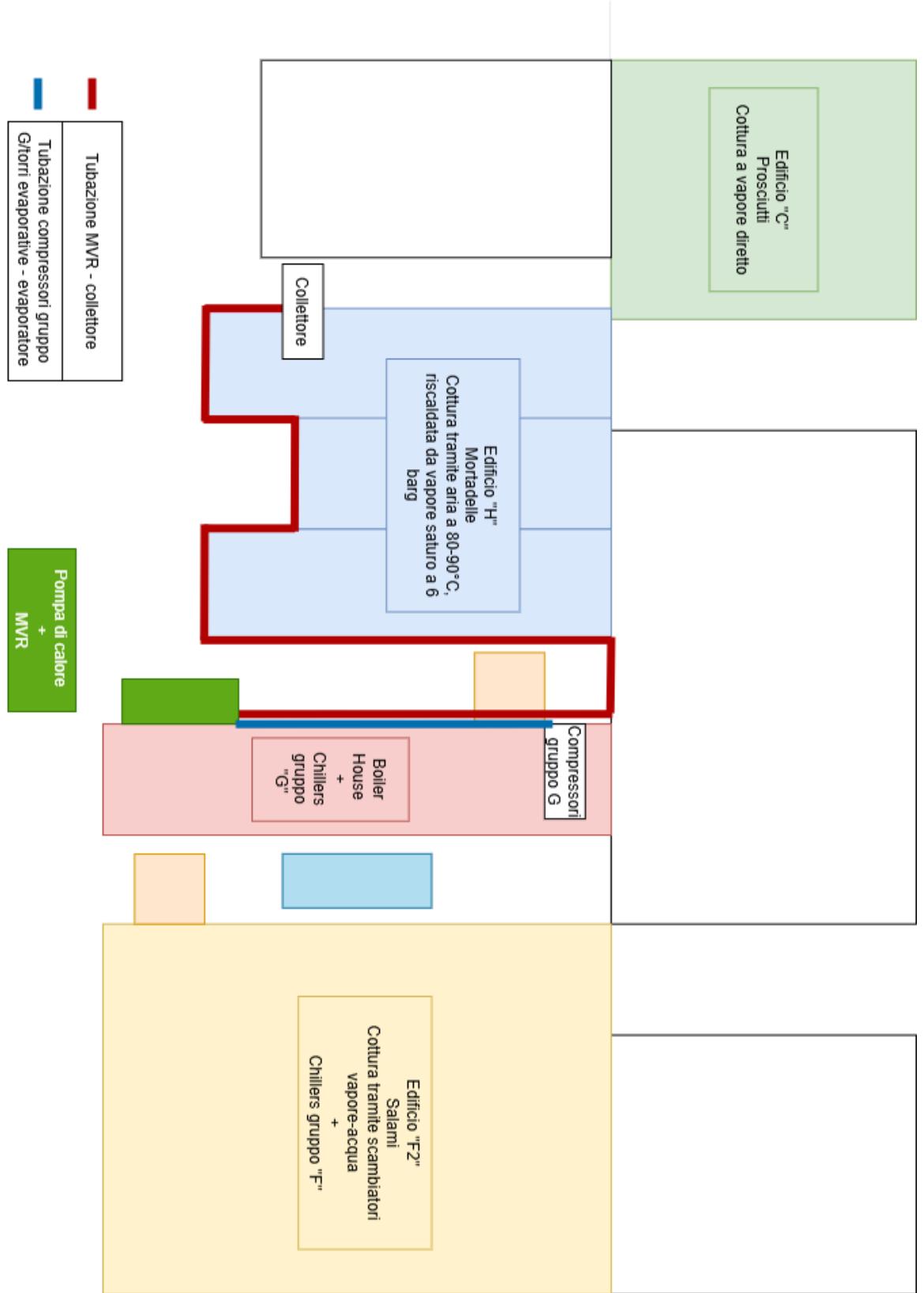


Figura 43 Posizionamento pompa di calore e tubazioni.

## 7.7 Analisi economica

L'analisi economica del progetto costituisce una fase fondamentale per la valutazione complessiva della sua fattibilità e sostenibilità. In particolare, il presente studio si concentra sull'analisi preliminare della quotazione relativa al progetto chiavi in mano. I risultati ottenuti sono presentati in forma aggregata. I dettagli relativi alla suddivisione dei dati non sono stati forniti per motivi di riservatezza aziendale.

La quotazione del progetto include il costo della componentistica principale, delle opere idrauliche, elettriche ed edili, nonché le spese per l'ingegneria e l'avviamento del sistema. La componentistica principale comprende il costo delle macchine e i principali ausiliari necessari per il funzionamento del sistema. Le opere idrauliche comprendono tutte le strutture e le installazioni necessarie per la gestione e il trasporto dei fluidi (sensori, flange di collegamento, valvole, pompe...), mentre le opere elettriche riguardano l'impianto elettrico necessario per alimentare e controllare il sistema da remoto. Il costo dell'ingegneria include le attività progettuali, lo sviluppo delle soluzioni tecniche per il dimensionamento e l'elaborazione degli elaborati al fine di ottenere la dichiarazione di conformità dell'impianto. Comprende anche la gestione del progetto, quindi la direzione lavori, nominata dal cliente per il controllo della qualità del lavoro. La voce avviamento riguarda invece le spese necessarie per la messa in opera del sistema, tra cui la fase di test, che garantiscono il corretto funzionamento dell'impianto una volta installato. Le opere edili coprono i costi relativi alle opere civili necessarie per l'installazione del sistema, come la costruzione di basi, fondazioni o strutture di supporto per i componenti impiantistici.

Attraverso l'analisi tecnico-economica, è stato stimato un valore complessivo dell'opera pari a 4'200'000€. Poiché si trova in una fase preliminare, tale stima potrebbe subire una variazione compresa tra ±20%. A questa cifra dovranno essere successivamente sottratti gli incentivi, come descritto nel capitolo successivo.

### 7.7.1 Incentivi

Gli incentivi rivestono un ruolo essenziale nella strategia europea per la decarbonizzazione e la transizione verso un'economia a basse emissioni di carbonio. In questo capitolo, si fornisce una panoramica generale sul funzionamento dell'EU ETS, i certificati bianchi e i fondi per l'innovazione e la transizione industriale, strumenti economici volti a sostenere l'adozione di tecnologie sostenibili e l'efficienza energetica.

## **Sistema per lo Scambio delle Quote di Emissione dell'Unione Europea (EU ETS)**

Le informazioni riportate in questo paragrafo provengono dal sito Tutto Ambiente [23].

L'EU ETS è il principale strumento dell'UE per contrastare i cambiamenti climatici e ridurre le emissioni di gas a effetto serra. Operante in tutti i paesi membri dell'UE, l'EU ETS si propone di incentivare la riduzione delle emissioni attraverso un sistema di mercato delle quote di emissione, dove le aziende devono acquistare e scambiare quote che rappresentano il diritto di emettere una tonnellata di CO<sub>2</sub> equivalente o altri gas serra. Esistono due tipologie principali di ETS: ETS 1 ed ETS 2. L'EU ETS 1 opera secondo il principio del "Cap and Trade": viene fissato un tetto che stabilisce la quantità massima di GHG, che può essere emessa dagli impianti obbligati. Entro questo limite, le imprese possono acquistare o vendere quote in base alle loro esigenze. Le quote rappresentano la valuta centrale del sistema; una quota dà al suo titolare il diritto di emettere una tonnellata di CO<sub>2</sub> o l'ammontare equivalente di un altro GHG. Una volta l'anno, tutte le imprese che partecipano all'UE ETS devono restituire una quota di emissione per ogni tonnellata di CO<sub>2</sub> equivalente emessa. Un numero limitato di quote di emissione viene assegnato a titolo gratuito ad alcune imprese sulla base di regole armonizzate di assegnazione. Le imprese che non ricevono quote di emissione a titolo gratuito, o in cui le quote ricevute non sono sufficienti a coprire le emissioni prodotte, devono acquistare le quote di emissione all'asta o da altre imprese. Chi ha quote di emissione in eccesso rispetto alle emissioni prodotte, può venderle. Se una società non adempie agli obblighi di conformità (Compliance), vengono applicate sanzioni pesanti. Nel 2025, il prezzo medio annuale delle quote EUA è di 71.66 € per tonnellata di CO<sub>2</sub> [24].

L'ETS 2 entrerà in vigore a partire dal 2027 e si applicherà a tutti i consumatori di combustibili fossili. A differenza dell'ETS 1, che prevede un sistema di scambio di quote di emissione, l'ETS 2 si configura come una tassa indiretta, la quale sarà inclusa direttamente nel prezzo del combustibile e dell'energia elettrica. Il caso studio ricade in ETS 2.

## **Certificati bianchi**

I certificati bianchi, noti anche come TEE, rappresentano uno strumento fondamentale per promuovere l'efficienza energetica in Italia, in linea con le politiche europee per la transizione energetica e la riduzione delle emissioni di gas serra. Introdotti nel 2005, i

certificati bianchi sono un meccanismo di mercato che obbliga le grandi aziende di distribuzione e vendita di energia a conseguire obiettivi di miglioramento dell'efficienza energetica presso i propri clienti finali, sia industriali che civili.

Ogni impresa che partecipa al sistema deve implementare interventi di efficienza energetica. In cambio, riceve certificati bianchi dal GSE se la differenza dei consumi è superiore a 10 TEP, e il GSE riconosce all'azienda un rimborso di 250€ per ogni TEP risparmiata.

### **Fondo di transizione industriale 2025 efficienza energetica**

Il fondo di transizione industriale è uno strumento introdotto per supportare le imprese nel processo di adattamento alle politiche di decarbonizzazione e sostenibilità. Il fondo mira a compensare parzialmente gli oneri che le imprese si trovano ad affrontare in questo processo, facilitando la transizione verso un'economia a basse emissioni di carbonio. In particolare, il fondo prevede una copertura che va dal 30% al 45% del CAPEX a fondo perduto, in base alla tipologia di progetto. Nel Parafrago 7.7.2, per ottenere la stima finale del CAPEX del progetto è stato utilizzato il 30% come percentuale di copertura.

### **Fondo per l'innovazione**

Il fondo per l'innovazione è destinato a finanziare progetti altamente innovativi in settori ad alta intensità di carbonio, focalizzandosi su soluzioni che, pur non essendo ancora ampiamente diffuse, potrebbero avere un impatto determinante sulla decarbonizzazione dei settori industriali. I progetti selezionati possono ricevere finanziamenti che coprono fino al 60% dei costi aggiuntivi rispetto alle tecnologie convenzionali. Nel caso studio in esame, la potenza dell'impianto è inferiore alla potenza minima della pompa di calore richiesta per la partecipazione al fondo. Tale potenza è stata limitata a 3 MW, poiché si tratta del primo round di finanziamento. Sarebbe interessante osservare quale sarebbe la risposta del fondo qualora venisse aperto anche a impianti di taglia inferiore.

#### **7.7.2 Analisi tecnico-economica con incentivi**

Tale paragrafo analizza i consumi e i costi operativi della soluzione proposta, confrontandoli con la situazione attuale. In particolare, vengono esaminati i risultati economici e ambientali derivanti dall'adozione del nuovo sistema, inclusi i risparmi in termini di consumo di acqua, le riduzioni delle emissioni di CO<sub>2</sub>, i benefici economici derivanti dagli incentivi.

La Tabella 23 mostra i prezzi, i fattori di emissione, i fattori di conversione e i sovrapprezzi stimati in relazione all'entrata in vigore del sistema ETS 2, utilizzati per i risultati riportati in Tabella 25. I prezzi utilizzati per il gas naturale e l'energia elettrica sono stati ottenuti dal sito Eurostat, riferiti all'anno 2024 per i consumatori non domestici (non-household consumers: consumo di gas naturale compreso tra 10'000 GJ e 99'999 GJ e di energia elettrica tra 500 MWh e 1999 MWh), e comprendono tutte le tasse e imposte. Il prezzo del gas naturale è pari a 61.6 €/MWh [25], mentre il prezzo dell'energia elettrica è di 252.9 €/MWh [26]. Tuttavia, tenendo conto che l'azienda in oggetto autoproduce una parte del proprio consumo elettrico tramite il cogeneratore, si è deciso di ridurre il prezzo dell'energia elettrica a 200 €/MWh, tralasciando l'aumento del costo del combustibile che tale ipotesi comporterebbe. Il prezzo dell'acqua è stato fornito dall'azienda Armstrong International ed è pari a 1 €/m<sup>3</sup>. Il fattore di emissione per il gas naturale è stato ricavato dalla Tabella dei parametri standard nazionali utilizzati per il calcolo delle emissioni di CO<sub>2</sub> nell'inventario nazionale dell'UNFCCC, validi per l'anno 2024, ed è pari a 0.202 tCO<sub>2</sub>/MWh [27]. Il fattore di emissione dell'energia elettrica è stato ottenuto da ISPRA ed è anch'esso relativo al 2024, specificatamente per il consumo di energia elettrica, con un valore pari a 0.1989 tCO<sub>2</sub>/MWh [28]. I fattori di conversione da MWh in TEP sono stati ottenuti dal sito della Federazione Italiana per l'Uso Razionale dell'Energia (FIRE). Infine, i sovrapprezzi stimati derivanti dall'entrata in vigore del sistema ETS 2 sono stati calcolati a partire dai dati forniti dal sito Legambiente, che riporta i sovrapprezzi per i fattori di emissione del gas naturale e dell'energia elettrica, rispettivamente pari a 0.244 tCO<sub>2</sub>/MWh e 0,270 tCO<sub>2</sub>/MWh, con sovrapprezzi di 20.74 €/MWh per il gas naturale e 22.95 €/MWh per l'energia elettrica [29]. Tali valori sono stati successivamente scalati in base ai fattori di emissione effettivamente utilizzati (0.202 tCO<sub>2</sub>/MWh per il gas naturale e 0.1989 per l'energia elettrica).

*Tabella 23 Prezzi, fattori di emissione, fattori di conversione e sovrapprezzi stimati ETS 2 per gas naturale ed energia elettrica.*

PREZZI		
GAS NATURALE	61.6	€/MWh
ENERGIA ELETTRICA	200	€/MWh
ACQUA	1	€/m <sup>3</sup>
FATTORI DI EMISSIONE CO <sub>2</sub>		
GAS NATURALE	0.202	tCO <sub>2</sub> /MWh
ENERGIA ELETTRICA	0.1989	tCO <sub>2</sub> /MWh
FATTORI DI CONVERSIONE		

GAS NATURALE	0.086	TEP/MWh
ENERGIA ELETTRICA	0.187	TEP/MWh
SOVRAPPREZZI STIMATI ETS 2 (a 85€/tCO <sub>2</sub> )		
GAS NATURALE	17.085	€/MWh
ENERGIA ELETTRICA	16.907	€/MWh

La Tabella 24 confronta i consumi e i costi operativi tra la situazione attuale e la soluzione proposta. Si osserva che, nella soluzione proposta, i costi operativi risultano superiori rispetto alla situazione attuale, con una differenza di 151'388 €, incremento attribuibile all'elevato prezzo dell'elettricità rispetto al gas naturale. La Tabella 24 evidenzia, inoltre, i risparmi derivanti dall'implementazione della soluzione proposta, tra cui i benefici in termini di riduzione del consumo di acqua, abbattimento delle emissioni di CO<sub>2</sub> e i conseguenti risparmi economici. In particolare, il risparmio sul consumo di acqua, ottenuto come il doppio della potenza all'evaporatore (secondo l'esperienza di Armstrong International), comporta una riduzione dei costi pari a 1'668 €. Per quanto concerne le emissioni di CO<sub>2</sub>, sono state considerate sia le emissioni dirette, senza prendere in considerazione il ciclo di vita, derivanti dal consumo di gas naturale, sia quelle legate alla produzione dell'energia elettrica consumata dal sistema. Le emissioni annue legate al consumo di gas naturale sono state ridotte a 374 t, a fronte di un aumento delle emissioni di energia elettrica di 246 t, con una riduzione complessiva di 72 t. I risparmi economici stimati in relazione all'entrata in vigore del sistema ETS 2 ammontano a 6089 €. Inoltre, la Tabella 24 riporta i risultati relativi ai consumi energetici espressi in TEP, che evidenziano un incremento di 97 TEP nella soluzione proposta rispetto alla situazione attuale. Di conseguenza, l'azienda non otterrà certificati bianchi. La differenza negativa nei TEP è dovuta all'alto fattore di conversione dell'elettricità, che in Italia, a causa del predominante utilizzo di impianti a gas con rendimento limitato (circa 42%), è significativamente superiore rispetto al gas naturale, considerato energia primaria con minori perdite.

*Tabella 24 OPEX, risparmi acqua, risparmi ETS 2, calcolo consumi in TEP per certificati bianchi.*

	SITUAZIONE ATTUALE	SOLUZIONE PROPOSTA	DIFFERENZA
Consumo gas [MWh]	3'391	1'835	1'556
Consumo energia elettrica [MWh]	-	1'236	-1'236
OPEX gas naturale [€]	208'857	113'003	95'854
OPEX energia elettrica [€]	-	247'243	-247'243

OPEX totali [€]	208'857	360'245	-151'388
<b>RISPARMI ACQUA</b>			
Risparmio acqua [m <sup>3</sup> ]	-	1'668	-
Risparmio costo acqua [€]	-	1'668	1'668
<b>RISPARMI ETS 2</b>			
Emissioni CO <sub>2</sub> gas [t]	692	374	318
Emissioni CO <sub>2</sub> energia elettrica [t]	-	246	-246
Emissioni CO <sub>2</sub> totali [t]	692	620	72
Sovrapprezzo ETS 2 stimato gas [€]	58'805	31'817	26'989
Sovrapprezzo ETS 2 stimato energia elettrica [€]	-	20'900	-20'900
Risparmi ETS 2 [€]	-	-	6'089
<b>CERTIFICATI BIANCHI</b>			
TEP - consumo gas caldaia [TEP]	292	158	134
TEP - consumo energia elettrica [TEP]	-	231	-231
TEP totali	292	389	-97

La Tabella 25 riporta i valori del CAPEX e i risparmi derivanti dall'implementazione della soluzione proposta. Il valore del CAPEX, considerando il fondo di transizione che riduce il CAPEX del 30%, è pari a 2'940'000 €, mentre i risparmi ammontano a -143'632 €, che riflettono il significativo incremento dei costi operativi legati al consumo di energia elettrica, nonostante i risparmi derivanti dalla riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub> e dal minor consumo di acqua.

Tabella 25 CAPEX e risparmi per Fondo di transizione + ETS 2.

	FONDO DI TRANSIZIONE + ETS 2
CAPEX [€]	2'940'000
Risparmi [€]	-143'632

Pertanto, attualmente, l'installazione di un sistema composto da pompa di calore e MVR risulta economicamente svantaggiosa.

Tuttavia, poiché il sistema progettato opererà per i prossimi 15 anni, i risparmi potrebbero migliorare progressivamente, in quanto la decarbonizzazione della rete elettrica contribuirà a ridurre le emissioni nel tempo. Di seguito sono presentati i possibili scenari

per il 2030 e il 2040, con i relativi valori stimati del fattore di emissione dell'energia elettrica, che riflettono l'evoluzione delle politiche energetiche e la crescente penetrazione delle fonti rinnovabili. In conformità con le indicazioni di ARERA, gli scenari del PNIEC e degli Enti di Trasmissione e Sistema (ENTSOs), Terna e Snam hanno sviluppato una serie di scenari per raggiungere gli obiettivi di decarbonizzazione stabiliti dalla politica energetica nazionale ed europea [30].

Gli scenari di riferimento sono:

1. Scenari di policy: Questi scenari sono progettati per raggiungere i target di politica energetica, come segue:
  - Al 2030, lo scenario PNIEC Policy, in linea con l'aggiornamento del PNIEC previsto per il 2024, prevede che le fonti rinnovabili coprano il 63% del fabbisogno elettrico nazionale [30].
  - Per il 2040, sono stati sviluppati due scenari in linea con quelli europei elaborati dagli ENTSOs: Distributed Energy Italia (DE-IT) e il Global Ambition Italia (GA-IT). Nello scenario DE-IT, è prevista una forte penetrazione dell'elettricità in tutti i settori (civile, trasporti e industria), con un aumento dell'uso delle energie rinnovabili, in particolare solare ed eolica, che diventeranno le principali fonti per raggiungere gli obiettivi di decarbonizzazione. In questo scenario, le fonti energetiche si stima che coprano il 77% del fabbrisogno elettrico nazionale [30]. Viceversa, nel GA-IT è prevista la decarbonizzazione dei consumi attraverso la maggiore penetrazione dell'idrogeno in tutti i settori, un diverso utilizzo di tecnologie e vettori energetici nei settori della mobilità (elettricità, idrogeno, e-liquidi e biocarburanti) e un impiego più importante della cattura e stoccaggio della CO<sub>2</sub>, sia nei settori hard-to-abate che nel termoelettrico. In questo scenario, le fonti energetiche si stima che coprano il 74% del fabbrisogno elettrico nazionale [30].
2. Scenari contrastanti (PNIEC Slow): Questi scenari, utilizzati per valutare l'impatto delle infrastrutture pianificate in contesti diversi, prevedono una transizione più lenta rispetto agli scenari di policy, con un ritardo nella diffusione delle tecnologie fondamentali per la decarbonizzazione. Sono sviluppati per il

2030 e 2040. In questo scenario, le fonti energetiche si stima che coprano il 58% del fabbisogno elettrico nazionale nel 2030 e il 73% del 2040 [30].

I risultati ottenuti e la ripartizione del fabbisogno elettrico nazionale, comprendente le fonti di energia rinnovabile (FER), la produzione convenzionale, il saldo import/export e le perdite accumuli, per i diversi scenari sono riportati in Tabella 26.

*Tabella 26 Fabbisogno elettrico nazionale e quota di FER sul fabbisogno per il 2030 (scenari PNIEC Policy e PNIEC Slow) e per il 2040 (scenari DE-IT, GA-IT e PNIEC Slow) [30].*

	2023	2030		2040		
	Storico	PNIEC Policy	PNIEC Slow	DE-IT	GA-IT	PNIEC Slow
Fabbisogno elettrico nazionale [TWh]	306	362	347	439	415	404
Generazione FER [TWh]	113	227	201	336	309	293
Totale produzione convenzionale [TWh]	143	95	101	65	67	70
Saldo Import/ Export [TWh]	51	43	47	47	46	47
Totale perdite accumuli [TWh]	-1	-4	-3	-9	-7	-6
Quota FER sul fabbisogno [%]	37%	63%	58%	77%	74%	73%

A partire dal fabbisogno elettrico nazionale, tenendo conto delle perdite di rete, è stato calcolato il fabbisogno elettrico netto. Successivamente, dal consumo di gas termoelettrico, sono state stimate le emissioni di CO<sub>2</sub> nei diversi scenari, utilizzando il fattore di emissione del gas naturale (0.202 tCO<sub>2</sub>/MWh). Dividendo tali emissioni per il fabbisogno elettrico netto, è stato possibile stimare il fattore di emissione dell'energia elettrica per ciascun scenario. I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 27. Si osserva una progressiva riduzione della quota di energia prodotta tramite impianti termoelettrici, accompagnata da un incremento della produzione da fonti rinnovabili. Di conseguenza, il fattore di emissione dell'energia elettrica tende a diminuire progressivamente, con un valore medio stimato di 0.117 tCO<sub>2</sub>/MWh per l'anno 2030 e di 0.070 tCO<sub>2</sub>/MWh per l'anno 2040.

*Tabella 27 Stima fattore di emissione energia elettrica per il 2030 (scenari PNIEC Policy e PNIEC Slow) e 2040 (scenari DE-IT, GA-IT, PNIEC Slow) [30].*

	2023	2030		2040		
	Storico	PNIEC Policy	PNIEC Slow	DE-IT	GA-IT	PNIEC Slow
Fabbisogno elettrico nazionale [TWh]	306	362	347	439	415	404
Perdite di rete [TWh]	18.2	22	20.7	26.2	24.8	24.1
Fabbisogno elettrico netto [TWh]	287.8	340	326.3	412.8	390.2	379.9
Termoelettrico (incluso calore derivato e calore diretto) [TWh]	218	188	200	131	137	141
Stima emissioni energia elettrica	44.5	38.4	40.8	26.7	27.9	28.8
Stima fattore di emissione energia elettrica [tCO <sub>2</sub> /MWh]	0.155	0.113	0.125	0.065	0.072	0.076
Media stima fattore di emissione energia elettrica [tCO <sub>2</sub> /MWh]	0.155	0.117		0.070		

In Tabella 28 sono riportate la riduzione di emissioni dovute al consumo di energia elettrica in funzione dei fattori di emissioni di energia elettrica stimati per il 2030 e il 2040. Come riferimento è stata considerata la situazione attuale. La riduzione delle emissioni è del 10% nel 2024 rispetto al 2022, del 25% nel 2030 e del 33% nel 2040.

*Tabella 28 Riduzione di emissioni di CO<sub>2</sub> in funzione del fattore di emissioni dell'energia elettrica.*

Anno	Situazione attuale	Soluzione proposta		
	2022	2024	2030	2040
Emissioni CO <sub>2</sub> gas [t]	692	374	374	374
Emissioni CO <sub>2</sub> energia elettrica [t]	-	246	145	87
Emissioni CO <sub>2</sub> totali [t]	692	620	519	461
Riduzione [%]	0%	10%	25%	33%

I risparmi associati ai fattori di emissioni stimati dell'energia elettrica (0.117 tCO<sub>2</sub>/MWh per il 2030 e di 0.070 tCO<sub>2</sub>/MWh per il 2040), come riportato in Tabella 29, ammontano rispettivamente a -142'992 € per l'anno 2030 e a -140'668 € per l'anno 2040.

*Tabella 29 Stima risparmi 2030 e 2040.*

	2030	2040
Stima fattore di emissione energia elettrica [tCO <sub>2</sub> /MWh]	0.117	0.070
Risparmi [€]	-142'992	-140'668

La Tabella 29 evidenzia che, sebbene vi sia un miglioramento significativo in termini di riduzione del fattore di emissione dell'energia elettrica, il percorso verso la decarbonizzazione comporta ancora risparmi negativi. Pertanto, nonostante i progressi nella decarbonizzazione della rete elettrica, il progetto risulta economicamente svantaggioso. Tale risultato è attribuibile al fatto che il fattore di emissione incide esclusivamente sulla quota di risparmi derivante dal sistema ETS 2, la quale costituisce solo il 4% dei risparmi complessivi. La porzione restante dei costi è principalmente determinata dagli OPEX del sistema. Pertanto, sebbene questa tecnologia mostri potenziale, per diventare economicamente sostenibile è necessario non solo ridurre il CAPEX, ma anche una riduzione del prezzo dell'energia elettrica. Pertanto, è stata condotta un'analisi di sensitività sui risparmi energetici in relazione al prezzo dell'elettricità, mostrata in Tabella 30. Il prezzo dell'energia elettrica è stato variato nell'intervallo compreso tra 80 €/MWh e 200 €/MWh. La Tabella 30 mostra anche la variazione dei risparmi in funzione del prezzo del gas naturale, che è stato modificato nell'intervallo da 46 €/MWh (0.5 €/Sm3) a 74 €/MWh (0.8 €/Sm3).

Ai fini dell'analisi, sono stati mantenuti costante il fattore di emissione dell'energia elettrica, in quanto è stato dimostrato che la sua variazione comporta una diminuzione marginale dei risparmi e il fattore di conversione dell'elettricità, in quanto definito da normative specifiche.

*Tabella 30 Analisi di sensitività.*

Prezzo elettricità [€/MWh]	Risparmi economici [€]			
	Prezzo gas naturale [€/MWh]			
	46	55	62	74
80	-22'954	-8'946	1'949	20'626
130	-84'765	-70'757	-59'862	-41'185
150	-109'489	-95'481	-84'586	-65'909

180	-146'576	-132'568	-121'673	-102'995
200	-171'300	-157'292	-146'397	-127'720

Come già precedentemente menzionato, una riduzione del prezzo dell'energia elettrica comporta una diminuzione dei risparmi economici. Tuttavia, i risparmi restano ancora negativi finché il prezzo dell'energia elettrica rimane superiore a 80 €/MWh. Pertanto, nonostante il calo del prezzo dell'energia elettrica, i costi complessivi rimangono elevati, impedendo il raggiungimento di una situazione economica favorevole con tempi di ritorno dell'investimento compatibili con la vita tecnica dell'impianto.

Al contrario, le variazioni del prezzo del gas naturale mostrano un impatto meno marcato sui risparmi quando il prezzo dell'elettricità è elevato. Tuttavia, tale influenza tende ad aumentare man mano che il prezzo dell'energia elettrica si abbassa, suggerendo che il costo del gas ha un ruolo più significativo quando il prezzo dell'elettricità è relativamente basso. Pertanto, l'analisi suggerisce che il progetto diventa economicamente vantaggioso quando il prezzo dell'energia elettrica si riduce e il prezzo del gas naturale aumenta.

Dall'analisi condotta finora emerge che, al momento, non esiste ancora una correlazione diretta tra decarbonizzare e risparmi economici. Considerando gli obiettivi di decarbonizzazione fissati per il 2030 e il 2040, è evidente che la transizione energetica richiederà una progressiva elettrificazione dei consumi. Pertanto, sebbene l'elettricità comporti attualmente costi superiori rispetto al gas naturale, il suo impiego crescente nei processi industriali risulterà inevitabile per conseguire tali obiettivi.

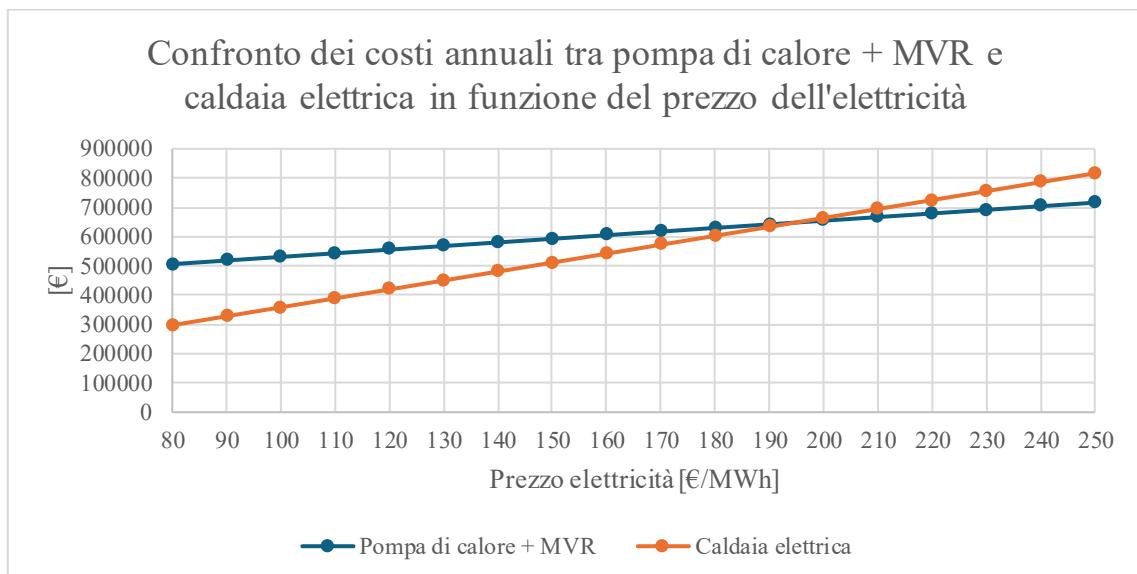
Il confronto è stato effettuato con il gas in quanto il sistema di generazione principale per l'edificio H è la caldaia a gas. Tuttavia, è importante anche confrontare la soluzione proposta con un'alternativa che utilizza energia elettrica per produrre il vapore richiesto dall'edificio H, come il caso di una caldaia elettrica. In Tabella 31 sono riportati i CAPEX, comprensivo del fondo di transizione, per il sistema integrato pompa di calore e MVR e per la caldaia elettrica, che risultano essere di 2'940'000 € e di 532'000 €. La quotazione per la caldaia elettrica comprende il costo della caldaia, le opere idrauliche ed elettriche necessarie, e le spese per l'ingegneria e l'avviamento. Le opere idrauliche includono le installazioni per il collegamento e la gestione dei fluidi, mentre le opere elettriche riguardano l'impianto per alimentare e controllare la caldaia. Il costo

dell'ingegneria copre la progettazione e la documentazione per ottenere la dichiarazione di conformità. La voce avviamento include le spese per l'installazione e i test di collaudo.

*Tabella 31 OPEX soluzione proposta e caldaia elettrica.*

	Pompa di calore + MVR	Caldaia elettrica
CAPEX (con Fondo di Transizione) [€]	2'940'000	532'000

Il confronto è stato realizzato suddividendo il CAPEX su un periodo di ammortamento di 10 anni e sommando gli OPEX per entrambe le soluzioni. I risultati, riportati in Figura 44, sono espressi in funzione del prezzo dell'elettricità.



*Figura 44 Confronto dei costi annuali tra pompa di calore + MVR e caldaia elettrica in funzione del prezzo dell'elettricità.*

Per supportare il confronto tra le due soluzioni impiantistiche, i valori esatti dei costi annuali in funzione del prezzo dell'elettricità sono riportati in Tabella 32.

*Tabella 32 Confronti dei costi annuali tra pompa di calore + MVR e caldaia elettrica in funzione del prezzo dell'elettricità.*

Prezzo dell'energia elettrica [€/MWh]	Confronto costi annuali [€]		
	Pompa di calore + MVR	Caldaia elettrica	Differenza
80	505'900	297'375	-208'525
90	518'262	327'897	-190'365

100	530'624	358'419	-172'205
110	542'986	388'941	-154'045
120	555'348	419'463	-135'886
130	567'710	449'984	-117'726
140	580'072	480'506	-99'566
150	592'435	511'028	-81'406
160	604'797	541'550	-63'247
170	617'159	572'072	-45'087
180	629'521	602'594	-26'927
190	641'883	633'116	-8'767
200	654'245	663'638	9'392
210	666'607	694'159	27'552
220	678'969	724'681	45'712
230	691'332	755'203	63'872
240	703'694	785'725	82'031
250	716'056	816'247	100'191

La Figura 44 e la Tabella 32 evidenziano che, per prezzi dell'elettricità inferiori a 195 €/MWh, il CAPEX ha un peso maggiore rispetto agli OPEX, favorendo la scelta della caldaia elettrica, la quale presenta un investimento iniziale inferiore. Al contrario, per prezzi dell'elettricità superiori a 195 €/MWh, gli OPEX diventano il fattore predominante. In tale scenario, la pompa di calore con MVR risulta più vantaggiosa, grazie a un COP pari a 1.8, rispetto al rendimento di 1 della caldaia elettrica, che comporta un maggiore consumo di energia per la stessa quantità di vapore prodotto.

Le proiezioni di lungo periodo per il sistema elettrico italiano ed europeo indicano che, fino al 2030 e oltre, il mercato dell'elettricità dovrà affrontare tendenze al rialzo legate alla progressiva decarbonizzazione, agli investimenti nelle reti e alla diffusione delle fonti rinnovabili [31]. Ad esempio, il rapporto di Terna evidenzia scenari per il periodo 2030-2040 in cui il sistema dovrà mobilitare ingenti risorse per sostenere la trasformazione energetica. Entro il 2050, si prevede che l'Europa dovrà investire circa 2.3 trilioni di euro in infrastrutture per la trasmissione e la distribuzione dell'energia, una parte significativa dei quali sarà destinata proprio all'Italia, insieme ad altri paesi come la Germania e la Francia [31]. Questi investimenti, necessari per sostenere la crescente domanda e l'integrazione delle rinnovabili, saranno cruciali per evitare un aumento esorbitante dei costi legati alla congestione della rete, che già oggi rappresenta un problema significativo in alcune regioni italiane. Tuttavia, esiste un potenziale di

riduzione dei costi a lungo termine, legato all'ulteriore espansione delle fonti rinnovabili. L'Italia, come altri paesi europei, sta intensificando l'integrazione di energia solare ed eolica, che, se supportate da adeguati investimenti nelle infrastrutture di rete, potrebbero ridurre significativamente i costi di produzione dell'elettricità. Secondo le proiezioni, entro il 2040 i prezzi dell'elettricità potrebbero diminuire fino al 30% in uno scenario di transizione a zero emissioni [31]. Tuttavia, per realizzare questi risparmi, l'Italia dovrà affrontare l'importante sfida di modernizzare e potenziare la sua rete elettrica, in particolare per gestire la variabilità tipica delle energie rinnovabili. Senza una rete adeguata, la crescita delle energie rinnovabili potrebbe non tradursi in un abbassamento dei prezzi, ma, al contrario, alimentare l'aumento dei costi di congestione e della gestione della rete.

In conclusione, nel breve periodo (2030-2040) i prezzi dell'elettricità potrebbero aumentare a causa degli investimenti necessari per la modernizzazione della rete e la transizione verso le rinnovabili, rendendo economicamente vantaggiosi i sistemi pompa di calore e MVR. Tuttavia, anche con una possibile riduzione dei costi energetici, i costi complessivi rimangono elevati, impedendo il raggiungimento di una situazione economicamente favorevole, come dimostrato precedentemente. Le proiezioni a lungo termine (2050) indicano che i prezzi dell'elettricità potrebbero ridursi, soprattutto se la rete europea viene modernizzata e le interconnessioni tra i paesi vengono potenziate. In questo scenario, i CAPEX diventeranno un fattore sempre più rilevante, favorendo l'adozione di tecnologie alternative, come le caldaie elettriche, che potrebbero risultare più competitive rispetto ai sistemi pompa di calore e MVR.

## 8. Conclusioni

La presente tesi ha analizzato l'impiego delle pompe di calore ad alta temperatura e dei sistemi di ricompressione meccanica del vapore come soluzioni innovative per la decarbonizzazione e il miglioramento dell'efficienza energetica negli impianti industriali. L'adozione di tali tecnologie, che operano esclusivamente tramite energia elettrica, consente di elettrificare usi finali attualmente dipendente da combustibili fossili, che se accoppiata ad un aumento della produzione elettrica da fonti rinnovabili, contribuisce al raggiungimento degli obiettivi di sostenibilità e alla diminuzione delle emissioni di CO<sub>2</sub>. L'integrazione di queste soluzioni, anche su scala ridotta, può soddisfare le esigenze di calore per i processi industriali che operano a temperature medio-basse (dai 100 ai 200°C).

L'azienda oggetto dello studio si trova nel milanese e si occupa della produzione di salumi. Il sistema mira a soddisfare il fabbisogno di vapore saturo (a 6 barg) del processo. Attualmente, il vapore è prodotto tramite una caldaia a gas da 8 t/h, la quale consuma annualmente 346'020 Sm<sup>3</sup> di gas naturale, con emissioni di CO<sub>2</sub> pari a 692 tonnellate. La soluzione proposta consiste nell'integrazione di una pompa di calore ad alta temperatura con un sistema di ricompressione meccanica del vapore. Inoltre, è stato implementato un sistema di recupero termico, che sfrutta all'evaporatore della pompa di calore il calore dissipato dal raffreddamento dell'olio del gruppo frigorifero. La pompa di calore selezionata è il modello 9583 prodotta da Armstrong International, con una capacità di riscaldamento di 845 kW e un COP caldo di 2.25, composta da due compressori, con una potenza elettrica assorbita di 380 kW. Il sistema MVR, invece, ha una potenza elettrica assorbita di 182 kW e un rendimento di 0.87. L'insieme di questi due sistemi consente di produrre vapore alle condizioni di lavoro richieste dall'utenza, riducendo l'utilizzo di combustibili fossili. Questa configurazione consente di ottenere un carico termico complessivo di 1'013 kW, con una potenza elettrica assorbita di 562 kW, garantendo un COP complessivo di 1.8. Con la soluzione proposta, è possibile sfruttare il 35% della potenza termica dissipata dal gruppo frigorifero, coprendo il 78% della domanda di vapore dell'utenza. Il restante 22% verrà comunque soddisfatto dalla caldaia a gas esistente, che rimarrebbe comunque presente per fornire un backup in caso di emergenza. Inoltre, è stata effettuata un'analisi del posizionamento dell'impianto e un dimensionamento di massima della tubazione di collegamento.

Questa soluzione si inserisce nel contesto delle politiche nazionali ed europee di decarbonizzazione, con l'obiettivo di contribuire alla riduzione delle emissioni di gas serra e al raggiungimento degli obiettivi di sostenibilità energetica. Entro il 2040, è previsto un abbattimento delle emissioni di gas serra pari al 90% rispetto ai livelli del 1990, con l'obiettivo di raggiungere la neutralità carbonica entro il 2050 [2] [3]. Con la soluzione proposta è stata ridotto il consumo di combustibili fossili, con una riduzione delle emissioni dirette da gas naturale del 50%, a fronte di un aumento dei consumi elettrici che porta a una riduzione complessiva del 10% delle emissioni rispetto alla soluzione attuale, e che permette in prospettiva una riduzione ancora maggiore. Infatti, la decarbonizzazione della rete elettrica, prevista dalle strategie nazionali, contribuirà a ridurre le emissioni dovute al consumo elettrico nel tempo. In conformità con le indicazioni di ARERA, gli scenari del PNIEC e degli Enti di Trasmissione e Sistema (ENTSOs), Terna e Snam hanno sviluppato una serie di scenari per raggiungere gli obiettivi di decarbonizzazione stabiliti dalla politica energetica nazionale ed europea per il 2030 e il 2040. In base a questi scenari, il fattore di emissione dell'elettricità è stimato essere pari a 0.117 tCO<sub>2</sub>/MWh nel 2030, con una riduzione ulteriore a 0.070 tCO<sub>2</sub>/MWh nel 2040 [30]. Pertanto, con l'evoluzione del sistema elettrico e l'aumento delle fonti rinnovabili, le emissioni di CO<sub>2</sub> legate al consumo di energia elettrica diminuiranno notevolmente, portando a una riduzione delle emissioni totali del sistema in esame, che potrebbe raggiungere il 33% nel 2040.

Tramite l'analisi tecnico-economica è stato stimato un costo di progetto chiavi in mano pari a 4'200'000€, cifra che potrebbe variare del ±20% in fase di dettaglio. Considerando gli incentivi del fondo di transizione, la stima del CAPEX si riduce a 2'940'000€. Gli OPEX per la soluzione proposta ammontano a 360'245€ annuali, con un incremento di 151'388€ rispetto alla situazione attuale. Nonostante i risparmi economici derivanti dall'applicazione dell'ETS 2, che comportano sovrapprezzi sul consumo di gas naturale e sulla componente elettrica, i risparmi complessivi risultano negativi, rendendo il progetto economicamente svantaggioso. Questo è principalmente dovuto alla necessità di un design ad-hoc per l'integrazione della pompa di calore e dell'MVR, nonché ai costi più elevati derivanti dalla diffusione limitata di queste tecnologie, che comportano investimenti iniziali più alti e una maggiore complessità progettuale.

Attualmente, il sistema combinato di pompa di calore e MVR non si presenta come una soluzione economicamente sostenibile. Nonostante il suo impatto positivo in termini di riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub>, l'elevato costo dell'elettricità, soprattutto rispetto al prezzo del gas, rende i costi operativi complessivi significativi. La diversa tassazione di gas naturale ed elettricità in Italia contribuisce in parte a causare questo effetto.

L'analisi di sensitività sui risparmi energetici, considerando il fattore di emissione stimato per il 2030 e il 2040, ha confermato che, nonostante i progressi nella riduzione del fattore di emissione dell'elettricità, il percorso verso la piena decarbonizzazione comporta ancora risparmi negativi, che non consentono di raggiungere una situazione economicamente favorevole. Il fattore di emissione dell'energia elettrica impatta sui risparmi derivanti dal sistema ETS 2, che costituiscono solo il 4% dei risparmi complessivi, mentre la maggior parte dei costi è legata agli OPEX del sistema. Di conseguenza, per rendere il progetto economicamente sostenibile, sarebbe necessario una riduzione sia il CAPEX che il prezzo dell'energia elettrica. In questo scenario, una seconda analisi di sensitività sui risparmi economici, variando il prezzo dell'energia tra 80 €/MWh e 200 €/MWh, ha mostrato che, nonostante la riduzione del prezzo dell'elettricità, i costi complessivi restano elevati, impedendo il raggiungimento di un ritorno sull'investimento compatibile con la vita tecnica dell'impianto.

La soluzione proposta non è l'unica possibilità per elettrificare l'applicazione industriale oggetto di analisi. Ad esempio, il confronto tra la soluzione integrata pompa di calore e MVR e la caldaia elettrica (che rappresenta una soluzione tecnologicamente più matura) ha evidenziato che, a fronte di un investimento iniziale significativamente maggiore per il sistema pompa di calore e MVR, quest'ultimo diventa vantaggioso a partire da un prezzo dell'elettricità superiore a 195 €/MWh, grazie al suo miglior COP. In scenari con prezzi dell'elettricità inferiori, la caldaia elettrica risulta preferibile per il minore CAPEX iniziale. Le proiezioni a lungo termine suggeriscono che, nonostante i costi di transizione elevati, la crescente integrazione delle energie rinnovabili e gli investimenti nelle infrastrutture potrebbero portare a una riduzione dei costi elettrici entro il 2040, aumentando la competitività della caldaia elettrica. Al tempo stesso, lo sviluppo tecnologico e industriale della soluzione pompa di calore e MVR potrebbe ridurne il CAPEX e modificare gli equilibri analizzati.

In conclusione, il progetto di integrazione della pompa di calore e MVR, pur portando a vantaggi in termini di riduzione delle emissioni di gas serra, risulta economicamente svantaggioso a causa dei costi elevati legati al CAPEX e agli OPEX. Nonostante i progressi previsti nella decarbonizzazione della rete elettrica, che potrebbero ridurre le emissioni legate al consumo di energia, la sostenibilità economica del progetto dipende fortemente dalla riduzione dei costi iniziali e del prezzo dell'elettricità. In futuro, con la continua evoluzione del sistema energetico e un calo dei costi dell'elettricità, la soluzione proposta potrebbe diventare competitiva, ma per il momento la caldaia elettrica rappresenta una soluzione preferibile in scenari con prezzi dell'elettricità più bassi. Pertanto, una valutazione continuativa dei costi energetici e degli sviluppi tecnologici sarà fondamentale per determinare la fattibilità economica a lungo termine di queste tecnologie avanzate.

## Bibliografia

- [1] J. Jiang, B. Hu, R. Wang, N. Deng, F. Cao e C.-C. Wang, «A review and perspective on industry high-temperature heat pumps,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2022.
- [2] M. d. e. d. S. Energetica, «PIANO NAZIONALE INTEGRATO PEL'ENERGIA E IL CLIMA,» Giugno 2024. [Online]. Available: [https://www.mase.gov.it/portale/documents/d/guest/pniec\\_2024\\_revfin\\_01072024-pdf](https://www.mase.gov.it/portale/documents/d/guest/pniec_2024_revfin_01072024-pdf).
- [3] «Regolamento (UE) 2021/1119 del Parlamento europeo e del Consiglio del 30 giugno 2021 che istituisce il quadro per il conseguimento della neutralità climatica e che modifica il regolamento (CE) n. 401/2009 e il regolamento (UE) 2018/1999,» EUR-Lex, [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/IT/TXT/?uri=CELEX:32021R1119>.
- [4] «European Environment Agency,» [Online]. Available: <https://www.eea.europa.eu/en>.
- [5] M. Rehfeldt, C. Rohde, T. Fleiter, F. Toro e F. Reitze, «A bottom-up estimation of heating and cooling demand in the European industry,» Germania , 2016.
- [6] TURBODEN, «ORI Martin,» TURBODEN , [Online]. Available: <https://www.turboden.com/it/case-history/4191/ori-martin>.
- [7] Evotec, «Evotec and Armstrong International: Pioneering Sustainable Solutions for a Net Zero Future,» Evotec, 15 Novembre 2024. [Online]. Available: <https://www.evotec.com/en/sciencepool/evotec-and-armstrong-international-pioneering-sustainable-solutions-for-a-net-zero-future>.
- [8] R. Clausius, The mechanical theory of heat, London: MacMillan, 1879, p. 78.
- [9] S. Klein e J. Franzen, Heat pumps principles [Presentazione], Combitherm, 2023, gennaio 17, p. 20.
- [1] S. Klein e J. Franzen, Heat pumps principles [Presentazione], Combitherm, 2023, 0] gennaio 17, p. 21.
- [1] P. S. A. H. R. P. Ed Rightor, «Industrial Heat Pump: Electrifying Industry's Process 1] Heat Supply,» ACEEE.
- [1] S. Klein e J. Franzen, Heat Pumps Principles [Presentazione], 17 gennaio 2023, pp. 2] 27-28.

- [1] S. Klein e J. Franzen, Heat Pumps Principles [Presentazione], 17 gennaio 2023, p. 3] 37.
- [1] E. Broerman, T. Manthey, J. Wennemar e J. Hollingsworth, Chapter 6, Screw Compressors, Southwest Research Institute, San Antonio, TX, United States, Aerzen USA, Coatesville, PA, United States, MAN Energy Solutions SE, Oberhausen, Germany.
- [1] HUBHVACR, «What is a Scroll Compressor,» 17 Agosto 2023. [Online]. 5]
- [1] D. I. Connect, «Reciprocating compressor MHP,» [Online]. 6]
- [1] S. P. Industry. [Online]. Available: <https://www.conceptsrec.com/space-propulsion-industry>. 7]
- [1] S. Klein e J. Franzen, Heat Pumps Principles [Presentazione], 17 gennaio 2023, p. 8] 38.
- [1] B. Hu, D. Wu e R. Wang, «Water vapor compression and its various applications,» 9] *Renewable and Sustainable Energy Reviews.*, pp. 92-107, 2018.
- [2] «Mechanical Vapor Recompression Superior blower and compressor technology,» 0] PILLER Blowers & Compressor, [Online]. Available: <https://www.piller.de/products-services/mvr-blower/>.
- [2] «Mechanical Vapor Recompression (MVR),» Atlas Copco, [Online]. Available: 1] <https://www.atlascopco.com/it-it/vacuum-solutions/products/mechanical-vapor-recompression>.
- [2] A. Copco, «Sistema di recupero di energia del compressore,» Atlas Copco , 2] [Online]. Available: <https://www.atlascopco.com/it-it/compressors/products/energy-conversion/energy-recovery-systems>.
- [2] A. Fabri, «Emission Trading System (EU ETS): cos'è e a cosa serve,» Tutto 3] Ambiente, consulenti servizi informazioni, [Online]. Available: <https://www.tuttoambiente.it/commenti-premium/emission-trading-system-eu-ets/>.
- [2] SENDECO2, 2025. [Online]. Available: <https://www.sendeco2.com/it/prezzi-co2>. 4]
- [2] Eurostat. [Online]. Available: 5] [https://ec.europa.eu/eurostat/databrowser/view/nrg\\_pc\\_203/default/table?lang=en&category=nrg.nrg\\_price.nrg\\_pc](https://ec.europa.eu/eurostat/databrowser/view/nrg_pc_203/default/table?lang=en&category=nrg.nrg_price.nrg_pc).

- [2] Eurostat. [Online]. Available:
- 6] [https://ec.europa.eu/eurostat/databrowser/view/nrg\\_pc\\_205/default/table?lang=en&category=nrg.nrg\\_price.nrg\\_pc](https://ec.europa.eu/eurostat/databrowser/view/nrg_pc_205/default/table?lang=en&category=nrg.nrg_price.nrg_pc).
- [2] ISPRA, «Tabella coefficienti standard nazionali (media dei valori degli anni 2020-2022) per l'inventario delle emissioni di CO<sub>2</sub> nell'inventario nazionale UNFCCC.,» [Online]. Available: [www.ets.minambiente.it](http://www.ets.minambiente.it) › Download › 225.
- [2] ISPRA. [Online]. Available: <https://emissioni.sina.isprambiente.it/fattori-di-emissione-produzione-consumo-energia-elettrica/>.
- [2] S. Borghesi e J. Cammeo, «La normativa EU ETS 2 e le sue conseguenze attese in Italia. Analisi dei dati e raccomandazioni per il prossimo Social Climate Plan del Governo italiano,» 2025.
- [3] S. Terna, «Documento di Descrizione degli Scenari 2024,» 2024.
- 0]
- [3] P. Hoffmann, H. Krichene, M. Zimmer e M. Mier, «Unlocking Europe's electricity market,» 2025.
- [3] M. d. e. d. S. Energetica, «EU ETS - Italia - Autorizzazione ad emettere Gas ad Effetto Serra,» [Online]. Available:
- <https://www.ets.minambiente.it/InnovationFund>.