

POLITECNICO DI MILANO

Dipartimento di Ingegneria industriale e dell'informazione
– dipartimento Energia



**ANALISI DEI POSSIBILI INTERVENTI PER
L'EFFICIENTAMENTO DEGLI IMPIANTI DI
CLIMATIZZAZIONE E PER LA RIDUZIONE
DEI CONSUMI DI ACQUA NELLE STAZIONI
DELLA METROPOLITANA MILANESE**

Relatore: Prof. Federico Pedranzini

Tesi di laurea di:

Caserini Andrea Matr. 824003

Veltri Tommaso Matr. 824271

Anno accademico 2015/2016

Ringraziamenti

Un ringraziamento va di dovere ad ATM per averci concesso la possibilità di svolgere uno stage in azienda e prendere confidenza con il mondo del lavoro, sostenendoci durante tutto il periodo trascorso all'interno dell'azienda.

In particolare vorremmo ringraziare l'Ing.Parisi, l'Ing.Bisignano e tutti i colleghi del dipartimento: Teresa, Michelangelo, Massimo, Davide e Michele.

Infine un ringraziamento sentito al Prof. Pedranzini per averci seguito durante lo stage e la stesura della nostra tesi.

Indice dei contenuti

Sommario

RINGRAZIAMENTI	III
INDICE DEI CONTENUTI	V
INDICE DELLE FIGURE	VII
INDICE DELLE TABELLE	VIII
SOMMARIO	IX
CAPITOLO 1: INTRODUZIONE	1
CAPITOLO 2: PANORAMICA SUI CONSUMI E CASO STUDIO	5
2.1 PANORAMICA SUI CONSUMI	5
2.1.1 Raccolta dei dati	5
2.1.2 Elaborazione dei dati	7
2.1.3 Considerazioni sui dati elaborati	9
2.2 CASO STUDIO STAZIONE “DUOMO”	11
2.2.1 Macchina frigorifera	12
2.2.2 Circuito dell’acqua di raffreddamento	14
2.2.3 Unità di trattamento dell’aria (UTA).....	14
2.2.4 Resistenze elettriche di post-riscaldamento	15
2.2.5 Calcolo consumi di acqua: il metodo.....	16
2.2.6 Calcolo dei consumi di acqua: i risultati	21

CAPITOLO 3 OTTIMIZZAZIONE E PROGETTO DI INTERVENTO	33
3.1 POSSIBILI SOLUZIONI PER L'EFFICIENTAMENTO DELL'IMPIANTO	33
3.1.1 Ottimizzazione UTA e circuito aria	33
3.1.3 Sorgente acqua di condensazione	37
3.2 PROGETTO INTERVENTO	43
3.2.1 I pozzi: introduzione.....	43
3.2.2 I pozzi: ubicazione.....	45
3.2.3 Il pozzo: raggio di influenza e cortocircuito termico.....	46
3.2.4 La pompa.....	55
3.2.5 Miscelamento	61
3.2.6 Altri componenti	66
3.2.7 Logica di funzionamento e di controllo	70
3.3 ANALISI ECONOMICA.....	73
 CAPITOLO 4: CONCLUSIONI	 79
 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	 83
 APPENDICE A: COMPUTO METRICO LAVORI.....	 84
 APPENDICE B: PLANIMETRIA DEI LOCALI INTERESSATI.....	 87

Indice delle figure

Figura 1 - Schema impiantistico del circuito chiller-UTA	11
Figura 2 - Schema della macchina frigorifera WQL 604	13
Figura 3 - Dati tecnici del funzionamento della macchina WQL 604 (@Eurovent)	13
Figura 4 - Schema semplificato di macchina frigorifera	17
Figura 5 - Chauvin Arnaud PEL 103	18
Figura 6 - Performance data della macchina WQL 604	20
Figura 7 - Grafico dei consumi di acqua in una giornata tipo nel mese di aprile	21
Figura 8 - Grafico dei consumi di acqua in una giornata tipo nel mese di giugno	22
Figura 9 - Grafico dei consumi di acqua in una giornata tipo nel mese di luglio	22
Figura 10 - Grafico dell'assorbimento elettrico in una giornata tipo nel mese di aprile	23
Figura 11 - Grafico dell'assorbimento elettrico in una giornata tipo nel mese di giugno	23
Figura 12 - Grafico dell'assorbimento elettrico in una giornata tipo nel mese di luglio	24
Figura 13 - Potenza media assorbita dal chiller minuto per minuto nel mese di aprile	25
Figura 14 - Grafico della stima dei consumi di acqua nel mese di giugno da calcoli igrometrici	27
Figura 15 - Grafico dei consumi di acqua ricavato dalle condizioni di lavoro della UTA	29
Figura 16 - Limiti operativi del liquido refrigerante (Acqua di condensazione)	36
Figura 17 - Disposizione dei pozzi e soggiacenza della prima falda	40
Figura 18 - Ubicazione della scala individuata come luogo dell'intervento	46
Figura 19 - Stratigrafia di un pozzo in una zona attigua a quella di interesse	48
Figura 20 - Grandezze caratteristiche di un pozzo	50
Figura 21 - Andamento del raggio di influenza del pozzo	52
Figura 22 - Interazione tra due pozzi: andamento della cortocircuitazione termica	53
Figura 23 - Andamento della prevalenza richiesta alla pompa al variare della portata	61
Figura 24 - Limiti operativi dell'acqua di condensazione	62
Figura 25 - Esempi di valvole di ritegno	67
Figura 26 - Valvola a tre vie	68
Figura 27 - Schema semplificato dell'impianto	70
Figura 28 - Andamento del NPV	77

Indice delle tabelle

Tabella 1 – Consumi di acqua delle stazioni più rilevanti	7
Tabella 2 – Riepilogo consumi di acqua	30
Tabella 3 – Consumo di acqua in funzione della parzializzazione	45
Tabella 4 – Stratigrafia di un pozzo in zona attigua a quella di interesse	47
Tabella 5 – Permeabilità degli strati di terreno intorno al pozzo	51
Tabella 6 – Grandezze caratteristiche per il calcolo del pennacchio termico	54
Tabella 7 – Dati tecnici circuito idraulico	58
Tabella 8 – Perdite di carico localizzate	60
Tabella 9 - Calcolo della portata richiesta per il miscelamento	63
Tabella 10 – Dimensionamento dei due rami del circuito	65
Tabella 11 – Andamento perdite di carico al variare della parzializzazione	69
Tabella 12 – Flussi di cassa calcolati per l'analisi economica	74

Sommario

Il presente elaborato rappresenta il resoconto dello stage svolto presso ATM in cui si è cercato di elaborare delle soluzioni relative all'efficientamento energetico e al risparmio riferito ai consumi idrici dovuti al condizionamento nelle stazioni della metropolitana milanese. Si può dividere il lavoro svolto in tre fasi: in primis è stata effettuata un'analisi dei consumi degli impianti con l'obiettivo di individuare eventuali anomalie o guasti e invece focalizzare l'attenzione sui casi più interessanti, ossia quelli più idrovori; successivamente si è cercato di ottimizzare i cicli e le condizioni di lavoro delle macchine, studiando sia il funzionamento della macchina frigorifera che le condizioni operative della UTA per poterne ridurre i consumi.

Si è poi effettuata un'analisi dei possibili interventi per la riduzione dell'utilizzo di acqua proveniente dalla rete pubblica, giungendo infine alla realizzazione di un progetto di massima, con inerente valutazione economica, di un sistema per utilizzare l'acqua di falda nella condensazione degli impianti frigoriferi.

Parole chiave: Efficienza energetica, risparmio idrico, macchina frigorifera, acqua di falda.

CAPITOLO 1

INTRODUZIONE

L'elaborato presentato si inquadra in un'esperienza di tirocinio presso ATM, (Azienda Trasporti Milanesi) che gestisce il trasporto pubblico a Milano e in altri 46 comuni, servendo 2,51 milioni di abitanti (Dati www.ATM.it). Il servizio offerto comprende la gestione di 4 modalità di trasporto tram, filobus, bus e metropolitana.

In particolare abbiamo lavorato all'interno del Dipartimento Impianti Fissi e Sistemi, che si occupa del condizionamento dei locali gestiti dalla società tra cui le stazioni della metropolitana di Milano, nonché dei depositi e delle officine presenti in città e dintorni.

La situazione degli impianti gestiti da ATM è molto varia comprendendo macchine installate da oltre trenta anni e altre invece sostituite recentemente; in alcuni casi gli impianti di climatizzazione sono spenti poiché la stazione ha perso la propria destinazione d'uso originale.

Anche dal punto di vista tecnico si nota una varietà di taglie e caratteristiche differenti: alcune macchine sono condensate ad aria, altre ad acqua, in alcuni casi con acqua di rete, in altri con acqua di falda o proveniente dai pozzi di aggettamento.

In generale la condensazione ad aria è preferibile per gli impianti di taglia medio-piccola essendo più economica e richiedendo meno manutenzione. La condensazione ad acqua richiede un impianto molto più complesso con i conseguenti effetti sul costo e sulla difficoltà di gestione, di contro però si possono ottenere dei rendimenti migliori. Ciò è dovuto al fatto che l'acqua di condensazione mantiene la sua temperatura più o meno costante durante l'anno, soprattutto nel caso di acqua proveniente dal sottosuolo, permettendo di effettuare uno scambio termico che non dipende dall'ambiente esterno. Un altro problema legato alla condensazione ad aria, nel caso del condizionamento di locali nel sottosuolo, è rappresentato dalla necessità di un circuito che porti l'aria dall'esterno alla macchina e viceversa, condizione che pone dei limiti in quanto gli spazi nelle stazioni della metropolitana sono spesso angusti. Inoltre la circolazione dell'aria nei locali sotterranei non è ideale, anzi il carico termico endogeno delle stazioni tende a riscaldare l'aria di condensazione rendendo meno efficiente lo scambio termico. Infine la soluzione con condensazione ad acqua riduce sensibilmente la rumorosità legata ai ventilatori che sono presenti nelle soluzioni a torre evaporativa o negli impianti a tutt'aria, dettaglio non trascurabile in ambienti chiusi e frequentati dal pubblico come quelli delle stazioni della metropolitana.

All'interno di tale scenario ci siamo dunque posti come obiettivo primario quello dell'analisi dei consumi di acqua dovuti al condizionamento nelle stazioni della metropolitana, per poi sviluppare un metodo di analisi replicabile per più casi possibili, partendo però da un caso particolare, possibilmente quello più interessante dal punto di vista del risparmio sui consumi.

In secondo luogo ci siamo concentrati sulla possibilità di ridurre i consumi di acqua e di energia elettrica ottimizzando il funzionamento della UTA e del chiller, senza dover intervenire con grossi cambiamenti sull'impianto.

Infine abbiamo cercato di sviluppare un progetto che risolvesse il problema dell'utilizzo dell'acqua di rete per la condensazione degli impianti di condizionamento, valutando diverse soluzioni e motivando la nostra scelta con un'analisi economica dell'intervento e uno studio di fattibilità.

CAPITOLO 2

PANORAMICA SUI CONSUMI E CASO STUDIO

2.1 Panoramica sui consumi

L'obiettivo della prima fase del nostro stage presso ATM è stato svolgere un'analisi dei consumi di acqua utilizzata per la condensazione degli impianti di condizionamento presenti nelle diverse stazioni della metropolitana milanese, per poter sviluppare una strategia volta all'individuazione dei casi più interessanti e poter così decidere per quali impostare dei progetti per il risparmio di acqua e energia.

2.1.1 Raccolta dei dati

In primo luogo è stato necessario reperire i dati relativi al consumo di acqua, riferiti alle singole stazioni della metropolitana; si è quindi deciso di fare riferimento alle fatture riguardanti la fornitura dell'acqua da rete idrica comunale (MM) riferite agli anni dal 2011 al 2015. Questi dati erano già stati digitalizzati e dunque è stato possibile calcolare, in prima approssimazione, dei

consumi medi per stazione relativi ai diversi anni, per fare una prima scrematura delle stazioni su cui concentrare l'attenzione. Il consumo medio è stato ottenuto facendo il rapporto tra il valore di acqua consumata presente in bolletta e il numero di giorni intercorsi tra una fattura e l'altra, solitamente trimestrali.

Questa raccolta dati presenta però delle criticità: la contabilizzazione dell'acqua è effettuata globalmente per ogni stazione, mediante un contatore generale, che misura quindi tutta l'acqua prelevata dall'acquedotto, anche quella destinata ad un uso diverso da quello della condensazione degli impianti di condizionamento, come ad esempio gli usi igienici o per i locali commerciali presenti all'interno dei locali gestiti da ATM.

In secondo luogo spesso le letture non sono state effettuate trimestralmente, come previsto, ma stimate sulla base dei consumi pregressi, rendendo così impossibile verificare le variazioni stagionali o in alcuni casi anche annuali. Ad esempio l'ultima lettura nella stazione di P.ta Garibaldi risale al 2013 e dunque per i successivi due anni le fatture si sono basate su tale riscontro, senza un controllo sulla situazione reale.

Pur in mancanza di informazioni precise e puntuali è stato possibile individuare le situazioni più interessanti per il nostro studio, ossia quelle in cui si riscontrano elevati consumi, che si traducono anche in una spesa economica ingente. Difatti negli impianti di condizionamento in cui è prevista la condensazione ad acqua, essa avviene con acqua di rete con un evidente spreco sia di un bene pubblico, sia di denaro da parte dell'azienda stessa.

2.1.2 Elaborazione dei dati

CONSUMO ACQUA [m³/gg]				
STAZIONE	POTENZA FRIGORIFERA TOTALE [kW]	DATI RILEVATI	PER CONDIZIONAMENTO STIMATI	DIFFERENZA %
Porta Genova	43.1	61.8	45	37%
Cairolì	110.5	67.8	5.5	1133%
Wagner	2.5	48.4	2.4	1917%
Gambara	2.5	73	2.4	2942%
Udine	3.1	28.4	3	847%
San Babila	60	56.5	54	5%
Abbiategrasso	108	128	119	8%
Lambrate	125	43.8	16	174%
Porta Romana	15.3	48	23.5	104%
Cadorna	186	210	160	31%
Garibaldi	30.9	60	26.3	128%
Duomo	588	450	415	8%
Totale		1275.7	872.1	

Tabella 1 – Consumi di acqua delle stazioni più rilevanti

Nella tabella sono riportati i consumi di acqua delle 12 stazioni più rilevanti per la nostra analisi, ossia quelle in cui si ha un maggior consumo.

Il nostro obiettivo è stato isolare i consumi dovuti agli impianti di condizionamento, ma non essendo disponibile una contabilizzazione per macchina, ma solo per stazione, è stato necessario incrociare i dati dei consumi con quelli degli impianti presenti nelle varie stazioni, per poter capire se fossero presenti altre apparecchiature non censite, eventuali guasti o altri servizi che richiedono un allacciamento alla rete idrica (bagni, spogliatoi, bar, ecc).

Nella prima colonna sono quindi riportate le potenze frigorifere afferenti agli impianti di condizionamento presenti nelle suddette stazioni e condensati ad acqua, ricavate dalla consistenza messa a disposizione da ATM e da alcuni sopralluoghi.

Successivamente è stata sottratta al consumo medio ricavato dalle fatture la stima dei consumi dovuti ad usi diversi dal condizionamento (igienici, per i locali commerciali ecc.) calcolati da dati di letteratura. Questi risultati sono riportati nella colonna "DATI RILEVATI".

Si è poi proceduto a stimare i consumi di acqua svolgendo dei calcoli sulla base della taglia delle macchine condensate ad acqua presenti in ogni stazione e assumendo un comportamento medio simile per tutti gli impianti. Per valutare il consumo effettivo è stato necessario adottare delle approssimazioni per poter uniformare le macchine e ottenere un primo valore di stima. Abbiamo dunque calcolato la portata di acqua necessaria per la condensazione imponendo un EER medio di 3 e un ΔT al condensatore pari a 5°C. In questo modo utilizzando la formula:

$$(1) Q = m * c * \Delta T$$

è stato possibile risalire alla portata necessaria al funzionamento a massimo carico.

A questo punto si è dovuto tener conto del fatto che gli impianti funzionano spesso a carichi parziali, soprattutto nelle stagioni intermedie, e anzi in molti casi sono spenti quando la semplice ventilazione permette di mantenere le temperature negli standard stabiliti.

Per render conto del funzionamento a carichi parziali si sono quindi utilizzate delle approssimazioni già sfruttate dai colleghi del reparto Impianti Fissi e Sistemi per uno studio sui consumi delle macchine frigorifere.

Si è assunto quindi che per i locali con destinazione d'uso per servizi (Agenti di stazione, uffici etc.) le ore di servizio fossero 2000 h/anno in funzionamento estivo e 4000 h/anno in funzionamento invernale. Per i locali tecnologici (Sale releè, sottostazioni elettriche, etc.) si è assunto un funzionamento di 500 h/anno per il regime invernale e 5000 h/anno per il regime estivo.

I dati ottenuti sono stati riportati nella colonna "CONSUMI ACQUA PER CONDIZIONAMENTO STIMATI".

Infine nell'ultima colonna è riportata la differenza percentuale tra i consumi stimati e quelli reali. Sono da considerarsi accettabili delle differenze anche dell'ordine del 100% in quanto le approssimazioni effettuate, a causa dei dati parziali in nostro possesso, conducono a dei risultati non puntuali, ma utili allo scopo di scremare le possibilità di intervento e dare una visione generale della situazione.

2.1.3 Considerazioni sui dati elaborati

- Wagner, Gambara e Udine: È subito evidente la discrepanza dei dati nelle stazioni contrassegnate con il colore rosso, nelle quali la taglia degli impianti non giustifica l'elevato consumo di acqua.

In questi tre casi si è supposto dunque un guasto all'impianto, come ad esempio una valvola che rimane sempre aperta, o di un guasto ad altri componenti del sistema idrico di stazione che causino una perdita. Non sono stati presi in considerazione questi casi per il prosieguo della nostra analisi ma sono state riferite queste anomalie all' Ing. Bisignano e all' Ing. Parisi che si sono successivamente premurati di verificare le condizioni di queste stazioni.

- Cairoli: la presenza della torre evaporativa ha complicato la nostra analisi impedendoci di verificare quali fossero i reali consumi. Il fatto comunque che siano presenti molti uffici potrebbe giustificare un così elevato consumo di acqua nonostante l'impianto a torre evaporative sia destinato alla riduzione dei consumi.
- Porta Genova: i consumi di acqua sono elevati e sono giustificabili dall'impianto di condizionamento di taglia consistente, requisiti ideali per un'azione di efficientamento. La presenza di una falda molto alta inoltre suggerisce la possibilità di utilizzare acqua proveniente dai pozzi di aggettamento, costituendo un ulteriore elemento di interesse. Durante il sopralluogo, svolto con l'Ing. Tibolla, si è però verificato che tutti i locali indicati nelle planimetrie (refettorio, spogliatoi, ecc.), a cui è destinato

l'impianto di condizionamento, non sono più in uso e non richiedono quindi il funzionamento della macchina frigorifera.

- San Babila, Cadorna, Duomo: I consumi sono, secondo i nostri calcoli, coerenti con le taglie degli impianti e con i servizi presenti in stazione.
- Abbiategrasso: In questa stazione è presente una centrale termica centralizzata con la possibilità di utilizzare l'acqua proveniente dai pozzi di aggotamento per la condensazione. I consumi non sono però in linea con la soluzione adottata, perciò è stato effettuato un sopralluogo durante il quale si è rilevato il mancato funzionamento delle pompe che gestiscono l'afflusso dell'acqua dai pozzi verso la macchina frigorifera. Anche questo guasto è stato segnalato ai dirigenti competenti.
- Lambrate: in questa stazione è presente un impianto installato nel 2015 di grossa taglia, dedicato al condizionamento, sia mediante fan coil che UTA, ai locali commerciali del sottopassaggio. Al momento questi spazi sono sfitti, ma nell'eventualità che in futuro essi vengano utilizzati, potrebbe essere interessante pensare a una soluzione analoga a quella di Abbiategrasso, essendo anche qui ingenti le portate provenienti dai pozzi di aggotamento.
- P.ta Romana, Garibaldi: I dati suggeriscono una discrepanza abbastanza elevata rispetto alle stime effettuate. Il grado di approssimazione però potrebbe spiegare queste differenze ma per avere un quadro più definito sarebbe necessaria un'analisi più approfondita.

Risulta evidente che gli interventi di efficientamento permetterebbero all'azienda di ottenere un cospicuo risparmio economico, considerato il costo di circa 0.9 €/m³ per l'acqua da rete utilizzata per la condensazione.

Dopo aver presentato questi dati all'Ing. Parisi si è deciso di puntare l'attenzione sul caso di Duomo dove è presente la spesa più ingente (151.475 €/anno, importo calcolato moltiplicando il consumo annuale di acqua stimato per il condizionamento per il costo unitario di un metro cubo di acqua).

Inoltre il metodo di analisi dei consumi adottato permette di verificare se sono presenti dei guasti negli impianti idrici che causano degli aumenti ingiustificati

nel consumo di acqua, seppur con un limite dettato dalla lettura dei contatori non eseguita regolarmente, che non permette un monitoraggio continuo della situazione.

2.2 Caso studio stazione “Duomo”

Una volta scelta la stazione metropolitana di Duomo si è deciso di focalizzare l’attenzione sulla macchina frigorifera (o chiller) adibita al condizionamento estivo ed invernale dei locali di “Duomo Point” e della biglietteria del teatro “Alla Scala” situati nella zona Sud-Est della stazione. Lo schema di impianto risulta essere il seguente:

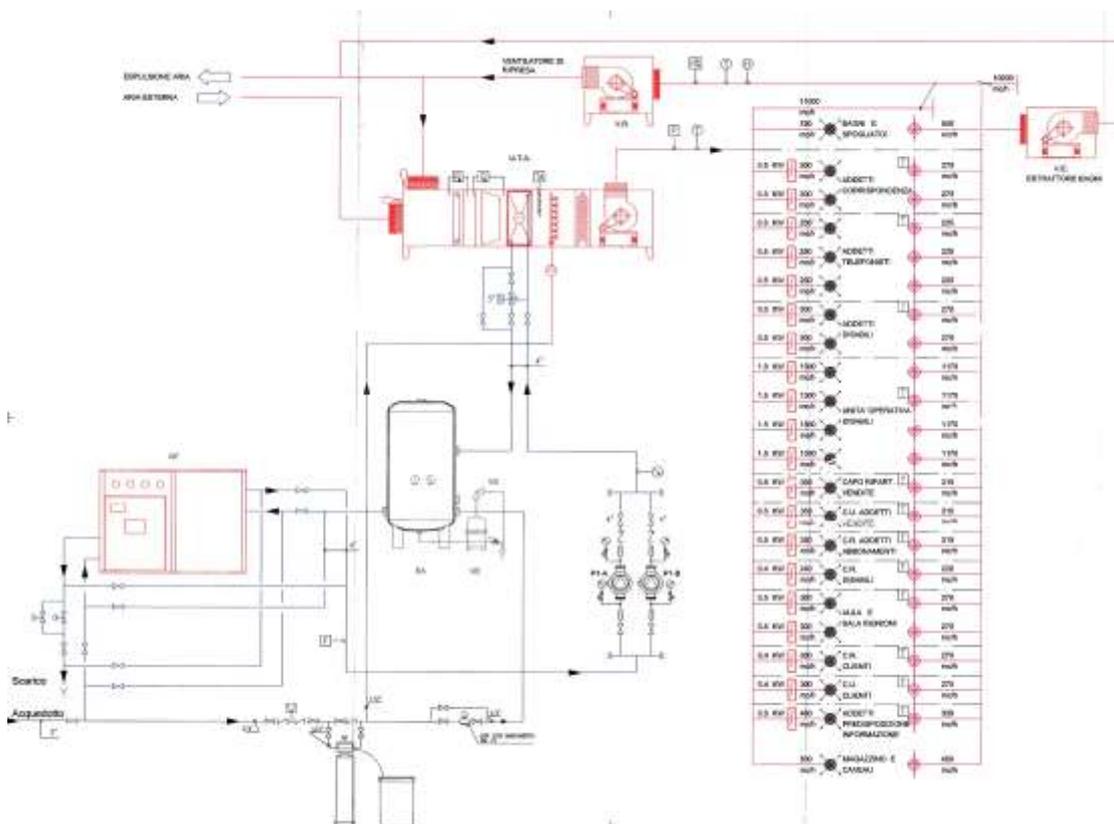


Figura 1 – Schema impiantistico del circuito chiller-UTA

Come si può notare dalla figura si possono distinguere quattro “macro-componenti” differenti:

- Macchina frigorifera;
- Circuito dell’acqua di raffreddamento;
- Unità di Trattamento dell’Aria (UTA);
- Resistenze elettriche per il post-riscaldamento;

Queste componenti con le proprie logiche di funzionamento sono state analizzate nel dettaglio per poter poi passare all’analisi vera e propria dei consumi di acqua.

2.4.1 Macchina frigorifera

Si tratta di una Systemair, modello WQL 604, installata all’inizio dell’anno 2016. La potenza frigorifera massima è di circa 180 kW. L’assorbimento elettrico a pieno carico risulta essere di circa 40 kW, ossia 10 kW per ciascuno dei compressori SCROLL, distribuiti a coppie su due circuiti frigoriferi in parallelo. Il fluido frigorifero, l’R134a, scambia calore all’evaporatore con l’acqua del circuito interno adibito al raffreddamento dell’aria nella UTA ed al condensatore con l’acqua di rete. Entrambi gli scambiatori di calore sono a piastre.

La macchina rimane “vigile” per tutto l’arco della giornata ed è programmata per monitorare la temperatura dell’acqua in uscita dall’evaporatore, destinata al raffreddamento dell’aria; nel momento in cui questa oltrepassa la soglia di 13,5 °C vengono attivati i compressori in modo da riportare la temperatura sotto gli 11,5 °C. La logica della macchina poi è tale per cui, a seconda della quantità di calore da sottrarre all’acqua, questa decida quanti compressori attivare, potendo utilizzare fino a 4 parzializzazioni.

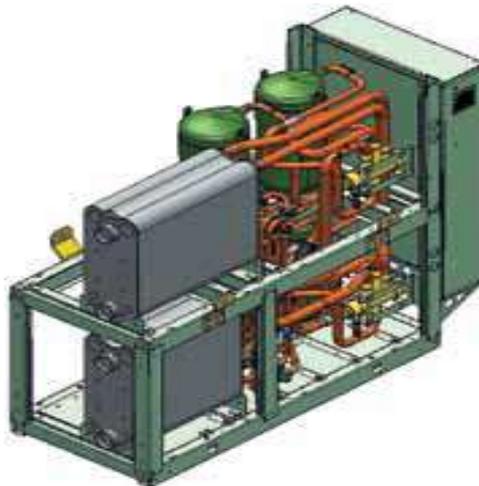


Figura 2 – Schema della macchina frigorifera WQL 604

Questa macchina può funzionare solo in modalità “ciclo frigorifero”. È stato però pensato un secondo circuito idraulico per permettere il funzionamento di tutto l’impianto anche in modalità invernale che verrà spiegato in seguito.

Physical Data - WQL 524 to 1204 - R410A

WQL		524	604	704	804	904	1004	1104	1204
Data @ Eurovent LCP/W/P/C AC conditions (1)									
Cooling Capacity (2)	KW	154.8	182.4	209.6	233.4	266.4	296.0	338.7	379.9
Cooling Capacity (3)	KW	154.3	181.8	208.9	232.6	265.8	295.6	338.0	379.2
Input Power (2)	KW	33.0	40.2	45.8	51.2	57.9	64.1	73.4	81.8
Input Power (3)	KW	34.2	41.6	47.5	53.3	59.3	65.5	74.9	83.3
Total EER (2)	KW/KW	4.69	4.54	4.58	4.56	4.60	4.62	4.61	4.66
Total EER (3)	KW/KW	4.51	4.37	4.40	4.36	4.48	4.51	4.51	4.55
ESEER (2)	KW/KW	6.07	6.38	6.82	6.00	6.21	5.92	6.10	6.05
ESEER (3)	KW/KW	5.40	5.68	5.81	5.29	5.74	5.52	5.70	5.67
Number of Refrigerant Circuits		2	2	2	2	2	2	2	2
Part Load Steps	%	0-25-50-75-100	0-25-50-75-100	0-21-50-71-100	0-25-50-75-100	0-22-50-72-100	0-25-50-75-100	0-23-50-73-100	0-25-50-75-100
Power Supply		400V/3/50Hz							
Startup Type		Direct							
Maximum Absorbed Power	KW	59	68	79	100	111	122	137	152
Maximum Current (FLA)	A	124	136	148	176	194	212	238	264
Startup Current (LRA)	A	233	276	333	342	351	369	459	485

Figura 3 – Dati tecnici del funzionamento della macchina WQL 604 (@Eurovent)

Al condensatore, la portata dell’acqua di rete è regolata da due valvole pressostatiche (una per ogni circuito frigorifero) comandate dal fluido frigorifero in uscita dal compressore che, a seconda della pressione a cui si

trova, comanda l'apertura o chiusura delle stesse. La macchina, operando a portata variabile, mantiene praticamente costante la differenza di temperatura che si registra tra ingresso e uscita dello scambiatore; per tutta la durata dello studio questa si è assestata intorno ai 15 °C.

2.4.2 Circuito dell'acqua di raffreddamento

Si tratta di un circuito idraulico chiuso il cui scopo è quello di abbassare la temperatura dell'aria che passa all'interno della UTA. L'accesso o meno dell'acqua fredda (circa 8°C) all'interno della batteria di raffreddamento è regolato da una valvola deviatrice che risponde alle variazioni delle condizioni dell'aria prima dell'ingresso nelle canalizzazioni. In pratica, quando la temperatura dell'aria supera un determinato valore soglia (che durante l'ultima rilevazione è risultato essere di 17°C) la valvola si apre, permettendo l'afflusso di acqua all'interno della UTA. Ovviamente, assorbendo calore dall'aria, a ogni passaggio nella batteria di raffreddamento l'acqua tende a scaldarsi; per riportare la temperatura in condizioni ottimali per lo scambio termico si provvede perciò a far passare l'acqua all'interno della macchina frigorifera dopo ogni passaggio nella UTA.

In conclusione si può dire che ci siano due sistemi separati di regolazione che permettono il funzionamento di tutto l'impianto. Il primo, come si è visto controlla la temperatura dell'acqua all'ingresso dell'evaporatore della macchina frigorifera che in base a ciò decide se e quanti compressori attivare. Il secondo invece ha un set-point sulla temperatura dell'aria dopo la batteria di raffreddamento e regola l'apertura della valvola deviatrice.

2.4.3 Unità di trattamento dell'aria (UTA)

Il terzo componente che è stato preso in considerazione nell'analisi dell'impianto è la stessa Unità di Trattamento dell'Aria. Questa macchina,

marca TRANE, è un modello relativamente vecchio, l'anno di installazione infatti risulta essere il 1997. Non presenta uno schema di impianto complicato, al suo interno si possono infatti distinguere due batterie separate di filtri per l'aria, una batteria di raffreddamento (o di riscaldamento a seconda della stagione) ed una batteria di umidificazione.

Un breve paragrafo a parte per spiegare il funzionamento "estivo" ed "invernale" merita di essere aperto. Come già accennato, all'interno della UTA, non esistono due batterie separate per il raffreddamento e il riscaldamento dell'aria. Esiste solo una batteria di scambio termico che a seconda della stagione assolve una delle due funzioni. Nella modalità "estiva" perciò l'aria verrà raffreddata fino a raggiungere il set-point stabilito, in seguito viene riscaldata dalle resistenze elettriche poste prima degli uffici. Invece, per funzionare in modalità "invernale" è stato progettato, agli estremi dei due scambiatori della macchina frigorifera, un sistema di valvole tale da permettere un'inversione del passaggio dei fluidi. Grazie a ciò, in modalità riscaldamento, l'acqua di rete passa all'interno dell'evaporatore e quindi cede calore all'acqua del circuito interno che invece passa nel condensatore.

Infine la portata massima di aria che il ventilatore può elaborare da progetto è di 21000 m³/h. A causa di un malfunzionamento degli interruttori elettrici collegati al ventilatore, durante tutta la durata dello studio, e anche durante gli anni precedenti, la seconda velocità non è mai stata utilizzata. La portata elaborata dalla macchina è perciò stata circa di 12000 m³/h (7000 m³/h di rinnovo e 5000 m³/h di ricircolo).

2.4.4 Resistenze elettriche di post-riscaldamento

Sono già state introdotte nel paragrafo precedente. Come già detto il set-point sulla temperatura dell'aria dopo la batteria di raffreddamento è fissato sui 17°C. Così facendo però, le condizioni di immissione dell'aria nei vari locali non

sarebbero tali da garantire un confort termico adeguato; nello specifico l'aria sarebbe troppo fredda. Difatti secondo la UNI EN ISO 7730/97, che stabilisce dei parametri oggettivi su temperatura e umidità per garantire il benessere termigrometrico nei locali, la temperatura deve essere compresa tra i 20-24 °C di inverno e tra i 23-26 °C in estate. Per ovviare a questo problema sono state installate delle resistenze elettriche con l'unico scopo di riscaldare l'aria prima che venga immessa negli uffici. Complessivamente la potenza elettrica che queste possono assorbire si aggira attorno a 8 kW.

Tramite dei termostati poi, c'è la possibilità che gli impiegati in ogni locale operino sulle resistenze manualmente per regolare la temperatura a loro piacimento.

2.4.5 Calcolo consumi di acqua: il metodo

Una volta individuati tutti e quattro i "punti sensibili" dell'impianto ci si è chiesti come fosse possibile misurare i consumi di acqua dovuti al condizionamento di "Duomo Point". La problematica principale per questo genere di calcolo era legata al fatto che non esistesse un contatore per la portata di acqua di rete dedicato alla singola macchina frigorifera. L'unico strumento di contabilizzazione infatti è posto nel punto di arrivo della condotta pubblica, quindi calcola l'afflusso di acqua che la stazione preleva per tutte le sue utenze (macchine frigorifere, locali commerciali, lavaggio stazione, etc.).

Per far fronte a questo problema si è pensato di installare un contatore di acqua dedicato alla macchina. Inizialmente si è considerato un tradizionale contatore ad elica, ma purtroppo si sono palesate subito problematiche legate ai tempi tecnici /burocratici e all'invasività dell'intervento tali per cui si è deciso di scartare questa soluzione. Si è quindi valutata la possibilità di installare un contatore ad ultrasuoni, quindi non invasivo, per ovviare al problema dell'intervento; in questo caso invece la problematica principale è stata il costo

della strumentazione, tale per cui si è deciso un metodo alternativo per poter risalire ai consumi di acqua.

Si è dunque deciso di ricavare le portate giornaliere di acqua di condensazione in maniera indiretta, ossia partendo dall'energia elettrica assorbita dai compressori nell'arco della giornata e da quelli avvalersi di alcune semplici formule per risalire al consumo di acqua:

$$(2) \quad Q_{condensatore} = E_{elettrica} + Q_{evaporatore} ;$$

$$(3) \quad EER = \frac{Q_{evaporatore}}{E_{elettrica}} ;$$

$$(4) \quad Q_{condensatore} = mc_p \Delta T ;$$

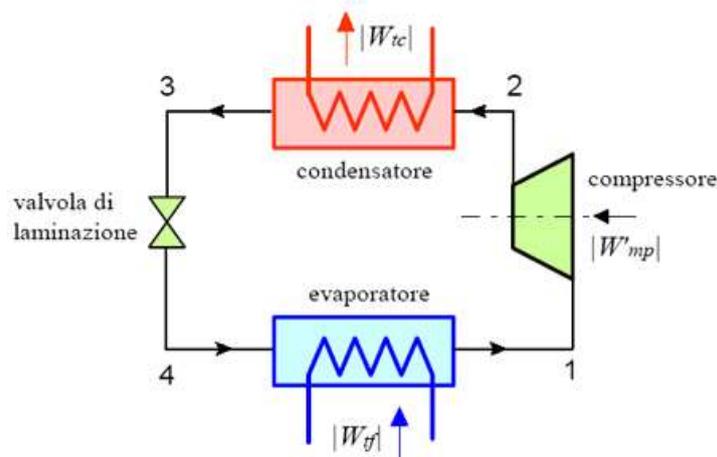


Figura 4 – Schema semplificato di macchina frigorifera

Il primo passo è però stato quello di registrare i consumi elettrici del chiller. Per fare ciò ci si è avvalsi di un amperometro con data-logger integrato, per poter avere un controllo costante dell'assorbimento elettrico. Lo strumento in questione è il PEL 103 di Chauvin-Arnaux, un registratore di potenza e energia portatile dotato di un software che ci ha consentito un'analisi dati veloce e puntuale. Lo strumento è stato quindi lasciato, per più giorni in vari periodi

dell'anno, collegato alle tre fasi della macchina frigorifera. Per tutto il periodo di registrazione ha effettuato una rilevazione al secondo per poi restituire ogni minuto una media dell'integrale della potenza assorbita. Con questi dati è stato possibile innanzitutto calcolare l'energia elettrica giornalmente assorbita per il funzionamento del chiller (sia in kWh che in J) e di conseguenza stimare il consumo di acqua.



Figura 5 - Chauvin Arnoux PEL 103

Per fare ciò si fa riferimento alle tre relazioni scritte sopra. Le prime due si basano sul funzionamento di un ciclo frigorifero.

Partendo dal presupposto che per ogni ciclo chiuso la somma dei lavori e delle energie entranti deve essere uguale alla somma di quelli uscenti può essere fatta una considerazione importante. Come si può notare dalla figura infatti, che rappresenta efficacemente lo schema di funzionamento di un circuito frigorifero, gli apporti energetici entranti sono dati sia dal calore assorbito dal fluido frigorifero all'evaporatore sia dall'energia elettrica assorbita dal compressore mentre l'unico apporto uscente è dato dal calore ceduto all'acqua di rete nel condensatore. Tutto ciò che è stato appena detto, ipotizzando che le

variazioni entropiche all'interno di tutti e quattro i componenti del ciclo siano nulle, ci porta a scrivere la prima delle tre formule introdotte precedentemente. La seconda relazione, invece, si basa semplicemente sulla definizione di EER. In un ciclo frigorifero l'EER, ossia Energy Efficiency Ratio (in italiano Indice di Efficienza Energetica), è un indicatore che permette di farsi un'idea dell'efficienza della macchina tramite una semplice relazione, ossia il rapporto tra il calore scambiato all'evaporatore (in pratica l'effetto utile) ed il lavoro speso per poterlo ottenere, quindi, nel caso di questo impianto, l'energia elettrica consumata. In pratica, più questo valore è alto, maggiore sarà il calore scambiato a parità di lavoro. L'EER ha il vantaggio di essere un valore già determinato; per ogni macchina certificata EUROVENT è facile risalire (attraverso il sito internet) ai possibili valori di questo indice che variano a seconda delle condizioni di esercizio, nello specifico della temperatura di ingresso e uscita dell'acqua nell'evaporatore e nel condensatore. Come si può vedere nell'immagine si è ricavato il valore puntuale dell'EER nelle condizioni di lavoro reali della macchina, ricavando dalla scheda tecnica i valori di potenza frigorifera e di potenza elettrica assorbita, e facendone il rapporto. Una volta stabilito il valore dell'EER, conoscendo l'energia elettrica assorbita dalla macchina, è possibile ricavare dalla relazione (3) il valore della corrispondente quantità di calore assorbita dal fluido. Da qui risulta molto semplice ricollegarsi all'equazione (2) e ricavare l'ammontare di calore che deve poi essere smaltito dall'acqua di rete all'interno del condensatore.

Performance Data - WQL 524 to 1204 - R410A

Cooling Capacities - CO Mode

WQL models	Evap. LWT (°C)	Condenser LWT (°C)													
		25		30		35		40		45		50		55	
		P _{cool} (kW)	P _{ext} (kW)												
WQL 604	5	186.5	31.6	178.2	35.5	168.5	39.8	156.8	44.8	143.5	50.6	129.2	57.0	123.5	59.6
	6	192.4	31.6	185.0	35.6	175.6	40.0	163.6	45.1	149.6	50.9	134.3	57.2	127.8	59.7
	7	198.2	31.6	191.5	35.7	182.4	40.2	170.2	45.3	155.5	51.0	139.3	57.4	132.3	59.8
	8	203.8	31.6	197.3	35.8	188.2	40.2	175.8	45.4	160.8	51.1	144.2	57.4	137.0	59.8
	9	209.3	31.8	202.5	35.8	193.3	40.3	180.7	45.3	165.6	51.0	148.9	57.4	141.9	59.8
	10	214.8	31.9	207.6	35.9	198.1	40.2	185.4	45.2	170.2	51.0	153.5	57.3	146.9	59.8
	11	220.3	32.1	212.7	36.0	202.9	40.2	190.0	45.2	174.8	50.9	158.0	57.4	151.7	59.9
	12	226.0	32.2	218.1	36.1	207.9	40.3	194.8	45.2	179.2	51.0	162.3	57.5	156.3	60.0
	13	232.1	32.2	223.6	36.1	213.0	40.3	199.5	45.3	183.7	51.0	166.5	57.6	160.6	60.1
	14	238.7	32.1	229.6	36.0	218.2	40.3	204.2	45.4	187.9	51.2	170.3	57.8	164.4	60.2
	15	246.1	31.8	235.8	35.9	223.5	40.4	208.7	45.5	191.8	51.4	173.7	58.1	167.8	60.4
	16	254.3	31.3	242.5	35.7	228.9	40.4	213.1	45.7	195.4	51.7	176.7	58.4	170.5	60.5
	17	263.6	30.6	249.7	35.4	234.3	40.4	217.1	46.0	198.6	52.1	179.2	58.8	172.7	60.6
	18	274.3	29.6	257.5	34.8	239.8	40.4	220.9	46.3	201.4	52.6	181.5	59.1	174.4	60.9

Figura 6 – Performance data della macchina WQL 604

Una volta nota la quantità di calore da smaltire (Q condensatore) si può prendere spunto dall'equazione (4) per stabilire la portata d'acqua necessaria. Nel caso dell'analisi eseguita abbiamo verificato che il ΔT abbiamo è fissato a 15 °C, mentre il calore specifico dell'acqua è di 4.186 [kJ/kg]. L'unica incognita del calcolo è perciò proprio la massa d'acqua a cui si vuole risalire. Bisogna infine effettuare una conversione. Nello specifico i calcoli sono stati effettuati considerando in Joule [J] l'energia smaltita al condensatore in un'ora; il risultato è che la portata di acqua oraria risulta essere in kilogrammi [kg]. Essendo però il prezzo dell'acqua definito in €/m³ risulta necessaria un'ulteriore conversione: basta dividere la portata massica per la densità dell'acqua (supponendola 1000 kg/m³) per ottenere la portata volumica desiderata.

2.4.6 Calcolo dei consumi di acqua: i risultati

Utilizzando il metodo precedentemente elencato si è quindi proceduto con l'analisi dei consumi. Le rilevazioni con lo strumento sono state effettuate in tre periodi distinti tra i mesi di aprile e agosto 2016. Ciò ha aiutato ad osservare come i consumi siano aumentati con il progressivo avvicinamento ai mesi estivi. Nello specifico le registrazioni hanno avuto luogo nei mesi di aprile, giugno e luglio ed hanno dato luogo ai seguenti esiti:

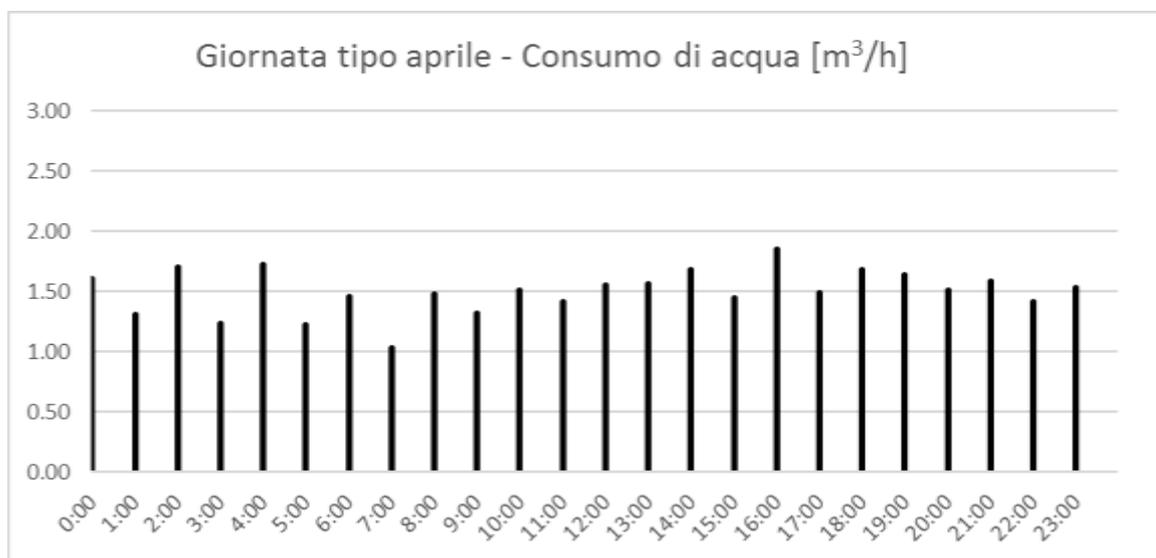


Figura 7 – Grafico dei consumi di acqua in una giornata tipo nel mese di aprile

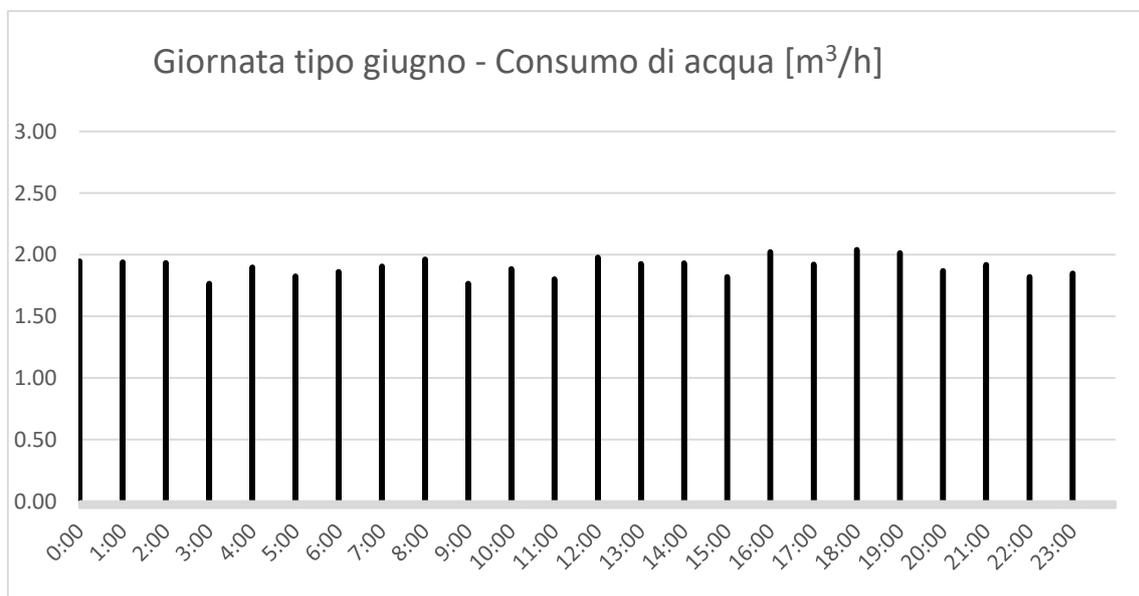


Figura 8 - Grafico dei consumi di acqua in una giornata tipo nel mese di giugno

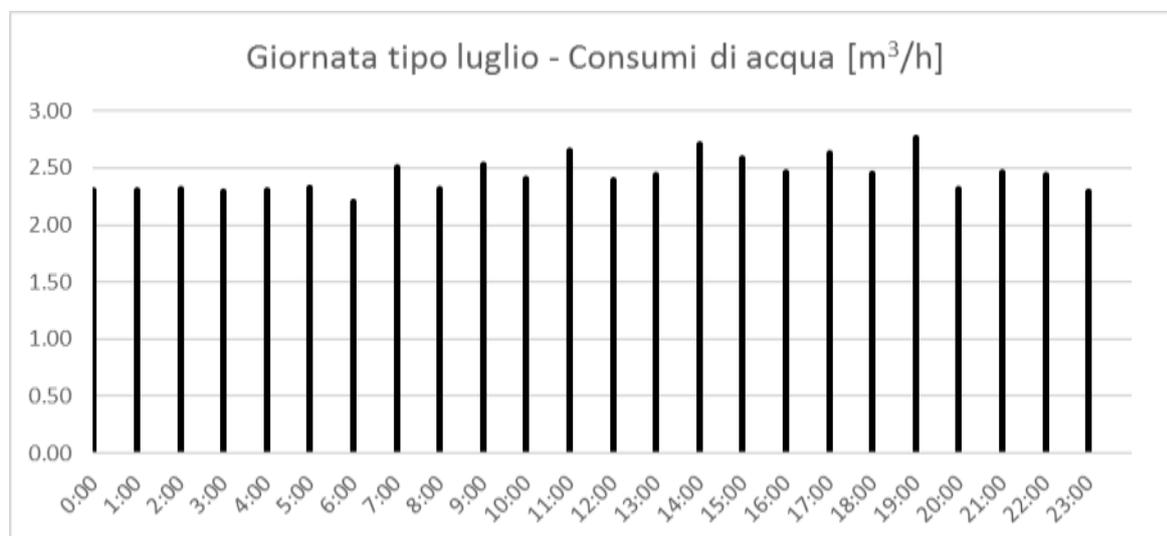


Figura 9 - Grafico dei consumi di acqua in una giornata tipo nel mese di luglio

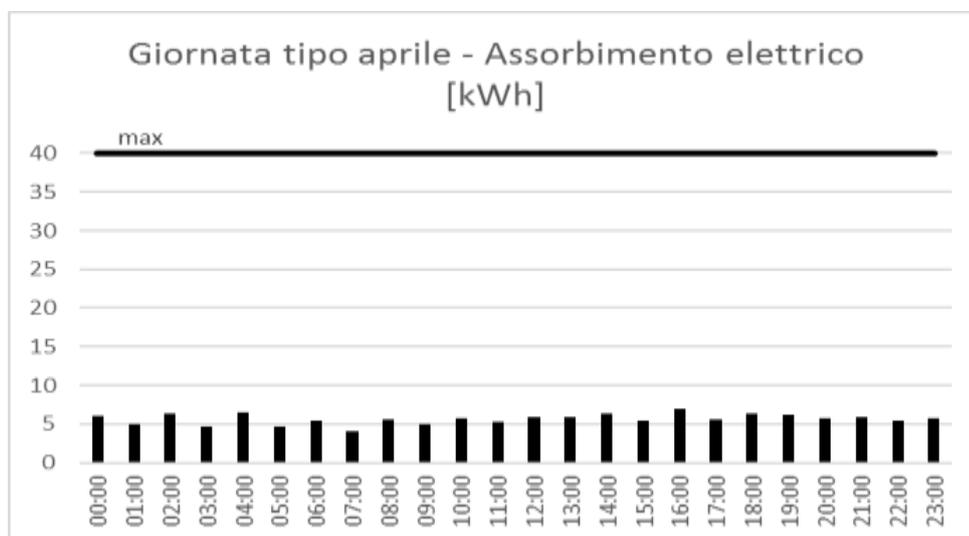


Figura 10 – Grafico dell’assorbimento elettrico in una giornata tipo nel mese di aprile

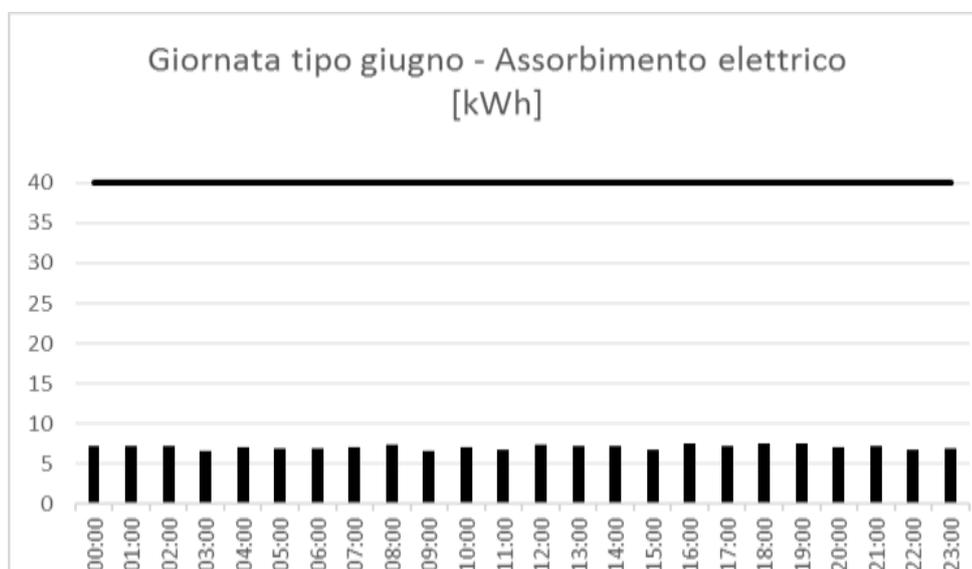


Figura 11 - Grafico dell’assorbimento elettrico in una giornata tipo nel mese di giugno

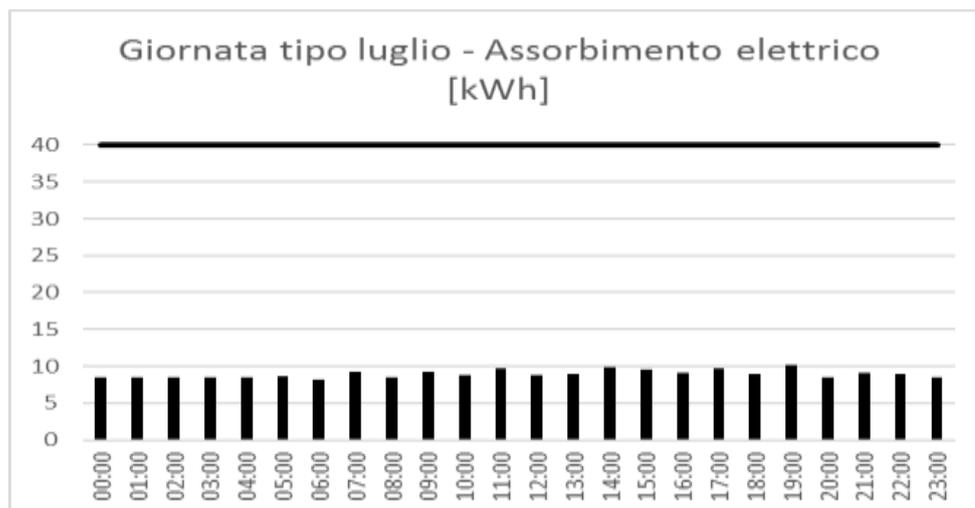


Figura 12 - Grafico dell'assorbimento elettrico in una giornata tipo nel mese di luglio

Grazie ai risultati delle rilevazioni è stato possibile formulare due considerazioni importanti:

in primo luogo, focalizzando l'attenzione sull'energia elettrica assorbita dai compressori durante ogni ora, è stato possibile osservare che la macchina frigorifera risulti essere sovradimensionata. Infatti, il consumo orario di energia elettrica si attesta in media attorno ai 5 kWh durante il mese di aprile fino ad arrivare ad un consumo orario medio di 10 kWh in agosto; tutto ciò a fronte di un assorbimento orario che dovrebbe aggirarsi attorno ai 40 kWh nel caso di un funzionamento a pieno carico. Da ciò si può dedurre come, per tutta la durata delle rilevazioni, dei quattro compressori installati, non più di due siano rimasti accesi contemporaneamente durante il funzionamento. La macchina ha quindi funzionato al massimo al 50% della sua reale potenzialità. Osservando poi nel dettaglio il funzionamento all'interno di una qualsiasi ora si può anche notare come i compressori non funzionino continuamente ma, invece, si attivino e si spengano con intervalli più meno regolari.

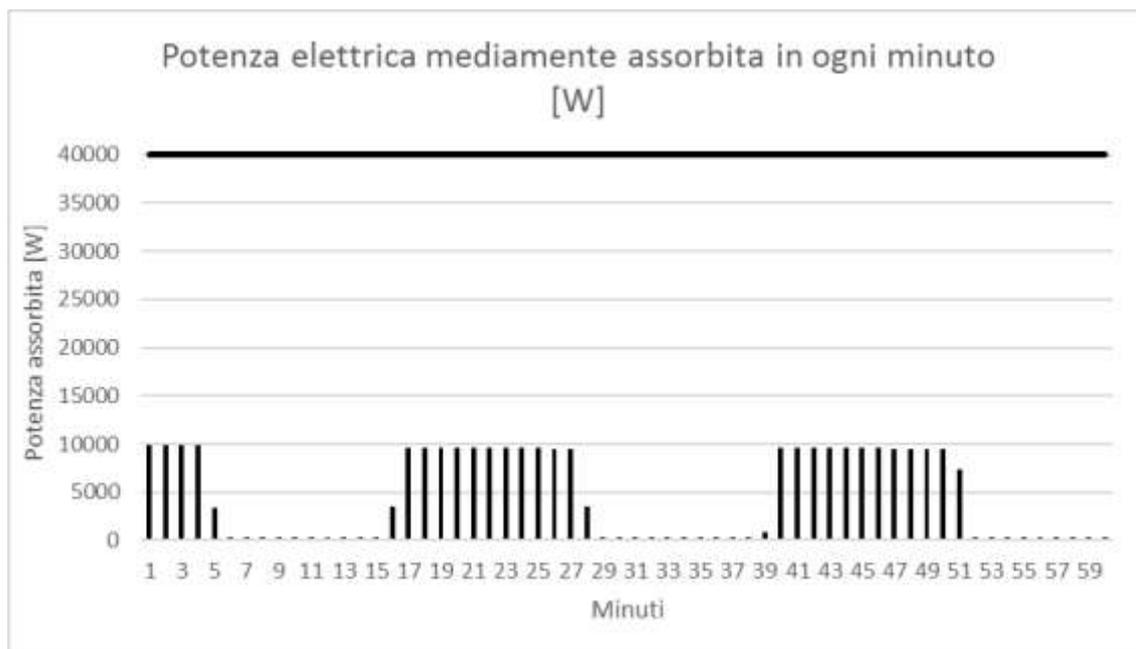


Figura 13 – Potenza media assorbita dal chiller minuto per minuto nel mese di aprile

Tralasciando il fatto che l'investimento iniziale per il chiller sia stato probabilmente superiore al necessario, da un punto pratico ciò ha sicuramente dei risvolti positivi. Come prima cosa, la logica di funzionamento della macchina fa in modo che non sia lo stesso compressore ad attivarsi in continuazione ma, anzi, ciclicamente si accendano tutti, evitando così l'eccessivo stress di un unico componente. Inoltre, funzionando al massimo a due parzializzazioni su quattro, in caso di un eventuale guasto (rottura del compressore o perdita di fluido frigorifero), c'è la possibilità di isolare il circuito frigorifero compromesso per eseguire la riparazione e comunque garantire sia il funzionamento della macchina che il confort all'interno dei locali.

La seconda osservazione che può essere fatta in seguito all'analisi dei dati è la mancata presenza di una vera e propria curva di carico. Per capire a cosa ci si sta riferendo è necessario considerare un caso esplicativo, come può essere il problema riscontrato nel mese di giugno (anche se lo stesso fenomeno si è verificato per tutte e tre le rilevazioni).

Prima di effettuare il calcolo dei consumi di acqua partendo dall'assorbimento elettrico della macchina è stato fatto un tentativo di stima ipotizzando il calore che si sarebbe dovuto sottrarre all'interno della UTA. Per fare ciò è stato necessario ricavare alcuni dati:

- Temperatura e umidità relativa dell'aria esterna (rinnovo), prese dai dati registrati da stazioni metereologiche nella zona di Piazza Duomo;
- Temperatura di set-point dell'aria all'uscita della batteria di raffreddamento;
- Temperatura e umidità relativa dell'aria di ricircolo, ipotizzate essere rispettivamente 24 °C e 60%;
- Portata totale, portata di rinnovo e portata di ricircolo dell'aria, misurate in loco;

una volta ottenuti i dati è stato possibile trovare il calore da smaltire nella UTA e conseguentemente il consumo di acqua nel condensatore della macchina frigorifera. Per arrivare a ciò si è fatto affidamento alle seguenti formule:

$$(5) \ x_{vapore} = \frac{0.622 * P_{saturazione} * UR}{P_{atmosferica} - P_{saturazione} * UR};$$

$$(6) \ h = T + x_{vapore} * (2500 + 1.9 * T);$$

$$(7) \ \sum_i (m * h)_i = \sum_u (m * h)_u;$$

$$(8) \ Q = m_{mix} * (h_{mix} - h_{raffreddamento});$$

La formula (5) permette di risalire al titolo di vapore d'acqua presente nell'aria, espresso in $[kg_{vapore}/kg_{aria}]$, attraverso una semplice relazione tra due caratteristiche di una corrente di aria: Umidità Relativa (UR) e pressione di saturazione (ricavata inserendo la temperatura dell'aria nella Legge di

Antoine). Una volta ottenuto e inserito nella formula (6), il titolo permette di ricavare l'entalpia [kJ/kg] della corrente desiderata. Trovata in questo modo l'entalpia sia per la corrente di rinnovo che per quella di ricircolo, note le portate massiche dei flussi, è stato quindi possibile ricavare attraverso la formula (7) (Bilancio Entalpico) anche l'entalpia di miscelamento e di conseguenza, conoscendo le condizioni dell'aria post raffreddata, risalire grazie alla formula (8) al flusso di calore [W] da sottrarre all'aria che, nel caso ideale, sarebbe risultato essere identico a quello scambiato nell'evaporatore della macchina frigorifera.

Noto il calore scambiato nell'evaporatore, noto l'EER della macchina, è bastato applicare le formule già spiegate in precedenza per ottenere i consumi di acqua. Il risultato di questa stima è stato però il seguente:

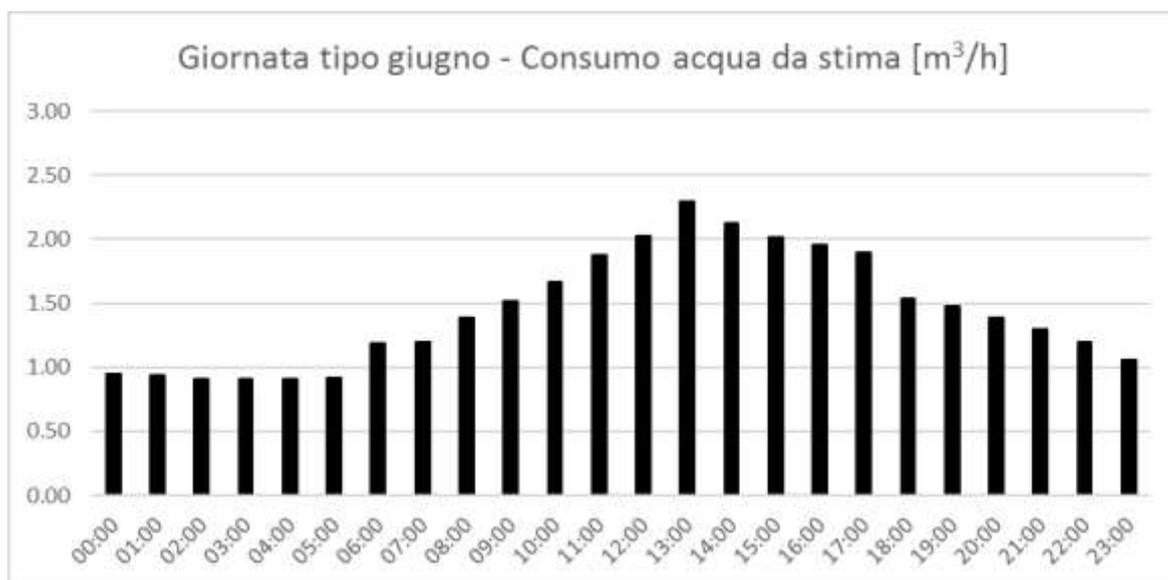


Figura 14 – Grafico della stima dei consumi di acqua nel mese di giugno da calcoli igrometrici

Confrontando questo grafico dei consumi di acqua con quello ottenuto, sempre per la giornata tipo di giugno, basandosi sulle registrazioni dell'assorbimento elettrico della macchina risulta subito evidente quali siano le differenze. Il

consumo stimato presenta una forma a campana, con un picco di consumi nelle ore più calde della giornata; di contro, l'andamento dei consumi realmente riscontrato è ben diverso: sebbene la portata di acqua massima richiesta sia sempre di circa 2 m³/h, non si ha questa necessità solo nelle ore calde ma persino di notte, a uffici chiusi. Il funzionamento della macchina frigorifera, dopo queste rilevazioni, è quindi risultato essere indipendente dall'andamento delle temperature esterne; cosa che è sembrata essere molto curiosa per un impianto di condizionamento.

Ci si è perciò chiesti cosa potesse aver causato questa discrepanza tra stima e caso reale per il consumo notturno. La prima spiegazione è stata quella di ipotizzare che il funzionamento notturno delle resistenze elettriche di post-riscaldamento, già di per sé inutile ai fini della climatizzazione, fosse addirittura dannoso dal punto di vista dei consumi di acqua. Sebbene nella teoria questa ipotesi avesse una sua validità, nel caso pratico si è rivelato non essere così: uno spegnimento notturno delle resistenze elettriche, seppur necessario dal punto di vista dell'efficientamento energetico, non ha causato quella riduzione dei consumi necessaria ad avvicinare la stima con la realtà.

Si è perciò deciso di analizzare nel dettaglio il reale andamento delle temperature all'interno dell'Unità di Trattamento dell'Aria, ignorando perciò i dati registrati dalle stazioni metereologiche. Per fare ciò ci si è serviti di termometri appositi, con igrometro e data-logger incorporati, e si è dunque registrato l'andamento della temperatura e dell'umidità relativa rispettivamente nei canali di rinnovo e di ricircolo dell'aria e pure all'uscita della batteria di raffreddamento. Una volta ottenuti questi dati si è eseguito il calcolo già descritto in precedenza.

Il risultato dell'elaborazione è stato il seguente:

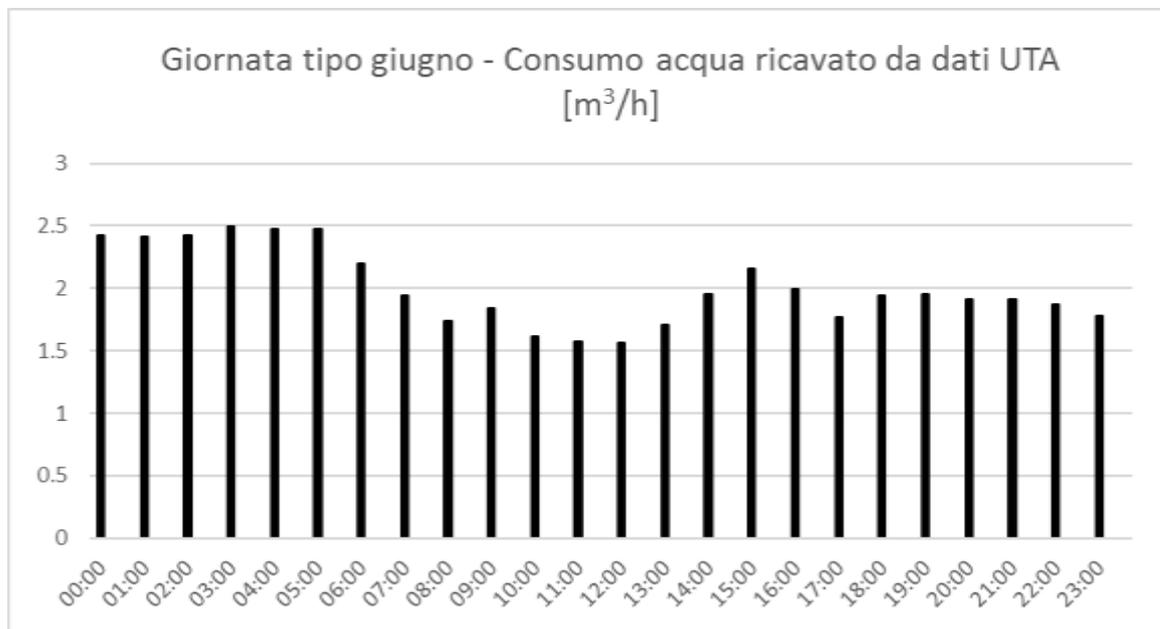


Figura 15 – Grafico dei consumi di acqua ricavato dalle condizioni di lavoro della UTA

Questo andamento dei consumi, ricavato analizzando le condizioni all'interno della UTA, è simile a quello ottenuto in seguito all'analisi dell'assorbimento elettrico. Infatti non si ha più un grafico a campana, bensì un andamento lineare. Tutto questo è dovuto al fatto che le condizioni della corrente d'aria di rinnovo all'interno della UTA non corrisponde a quelle dell'aria esterna, differenziandosi perciò dai dati analizzati nella stima.

Si può concludere quindi che i consumi di acqua ricavati partendo dai consumi elettrici dei compressori possono essere considerati verosimili e risultano essere pari a:

Giornata tipo	Consumo acqua di condensazione [m³/giorno]
Aprile	38
Giugno	45
Luglio	59

Tabella 2 – Riepilogo consumi di acqua

Ottenuti questi risultati si è quindi potuta fare una stima dei consumi annuali di acqua di rete. Per fare ciò si è ipotizzato un determinato periodo di funzionamento per tutte e tre le tipologie di giornata. Nello specifico:

- Giornata tipo aprile: 180 giorni;
- Giornata tipo giugno: 60 giorni;
- Giornata tipo luglio: 60 giorni;

Il risultato ottenuto è quindi stato un consumo di acqua per il funzionamento dell'impianto pari a **12'978 m³/anno**.

Nomenclatura utilizzata nelle formule:

(1) Q = Calore scambiato [kW]

m = portata di fluido [kg/s]

c = calore specifico del fluido [kJ/kg K]

ΔT = variazione di temperatura [K]

(2) $Q_{\text{condensatore}}$ = Calore smaltito al condensatore [kW]

$E_{\text{elettrica}}$ = Energia elettrica assorbita dal compressore [kW]

$Q_{\text{evaporatore}}$ = Calore assorbito all'evaporatore [kW]

(3) EER = energy efficiency ratio

(5) x_{vapore} = titolo del vapore

$P_{\text{saturazione}}$ = pressione di saturazione del fluido [Bar]

U.R. = umidità relativa [%]

(6) h = entalpia della miscela [kJ/kg]

T = temperatura della miscela [K]

CAPITOLO 3

OTTIMIZZAZIONE E PROGETTO DI INTERVENTO

3.1 Possibili soluzioni per l'efficientamento dell'impianto

Dopo un'attenta analisi dell'impianto si è pensato alle strategie possibili per ottenere un risparmio energetico e di acqua intervenendo sui diversi componenti dell'sistema. In primo luogo si è considerato di ottimizzare la UTA e il circuito che porta l'aria nei locali da climatizzare, per ridurre il consumo di energia elettrica e per minimizzare il carico richiesto al chiller. Successivamente è stata analizzata la possibilità di diminuire la portata di acqua richiesta al condensatore o se possibile cambiare la sorgente di tale risorsa, per ottenere un risparmio economico.

3.1.1 Ottimizzazione UTA e circuito aria

Gli interventi più immediati e semplici considerati sono quelli previsti sul circuito UTA, composta dalla macchina di trattamento dell'aria, dalle resistenze elettriche di post-riscaldamento collocate nei terminali presenti in ogni utenza e dai condotti di areazione. Dopo aver effettuato un sopralluogo per poter meglio

comprendere le logiche di funzionamento del sistema è risultato evidente che la distribuzione dell'aria nei diversi locali fosse sbilanciata, essendo stata rilevata, in punti diversi dello stesso locale, una temperatura differente di anche 2°C nello stesso momento. La causa di questo problema è da ricercarsi nella struttura dei canali di areazione, che essendo stati modificati nel tempo con aggiunte dovute al cambio di layout dei locali, senza che vi fosse una riprogettazione complessiva, portano a una distribuzione non ottimale dell'aria. Non essendo possibile agire su questo aspetto, data la mole dei lavori che sarebbero richiesti, si è dovuto considerare costante e non modificabile il set-point impostato nella UTA, in quanto alzando questo valore vi sono state delle lamentele da parte degli operatori presenti negli uffici che hanno rilevato una temperatura superiore a quella considerata di comfort termico (24°C in estate). Abbiamo però rilevato che le resistenze elettriche, che fungono da post-riscaldamento della UTA, e garantiscono la regolazione manuale mediante termostati della temperatura per ogni utenza, rimangono accese anche al di fuori degli orari di ufficio. Si è pensato quindi di installare nel quadro elettrico a cui sono collegati queste batterie un orologio temporizzatore, impostato in modo da spegnere le resistenze al di fuori degli orari in cui vi sia la presenza di personale all'interno degli uffici (all'incirca dalle 19:00 alle 7:00). In questo modo si può ottenere un risparmio di energia elettrica necessaria per il funzionamento delle batterie elettriche stimato in 30 kWh/giorno e di conseguenza in circa 5 €/giorno. Riportando il calcolo su scala annuale si può ottenere un risparmio di energia netto di circa 11000 kWh/anno con un conseguente risparmio economico di 1500 €/anno.

L'effettiva installazione del temporizzatore è avvenuta alla fine del periodo del nostro tirocinio, dunque non è stato possibile verificare con misurazioni sul campo l'effettivo risparmio di energia. Si è anche pensato che come

conseguenza di questo intervento vi fosse anche una diminuzione del carico termico di raffreddamento richiesto alla UTA e di conseguenza alla macchina frigorifera, ma la prova effettuata spegnendo le resistenze per una notte e misurando l'assorbimento elettrico come mostrato nel capitolo precedente non ha mostrato cambiamenti significativi. Ciò è dovuto al fatto che il carico termico endogeno dei locali è molto maggiore di quello derivante dal funzionamento delle resistenze, e dunque per il loro impatto sul carico termico globale risulta trascurabile.

3.1.2 Ottimizzazione chiller e condensazione

Il secondo passo è stato quello di verificare se fossero possibili degli interventi di efficientamento sul circuito acqua del chiller, sia lato evaporazione che lato condensazione. Come verificato sulla scheda tecnica della macchina e poi confermato dai sopralluoghi sul campo, la macchina funziona nelle condizioni ottimali ossia con un ΔT di 15°C al condensatore (17°C - 32°C in media nelle misurazioni effettuate), che è il massimo possibile per la macchina come si può vedere dai dati ricavati dalla scheda tecnica in figura 16 che rappresentano i limiti operativi dello scambiatore di calore.

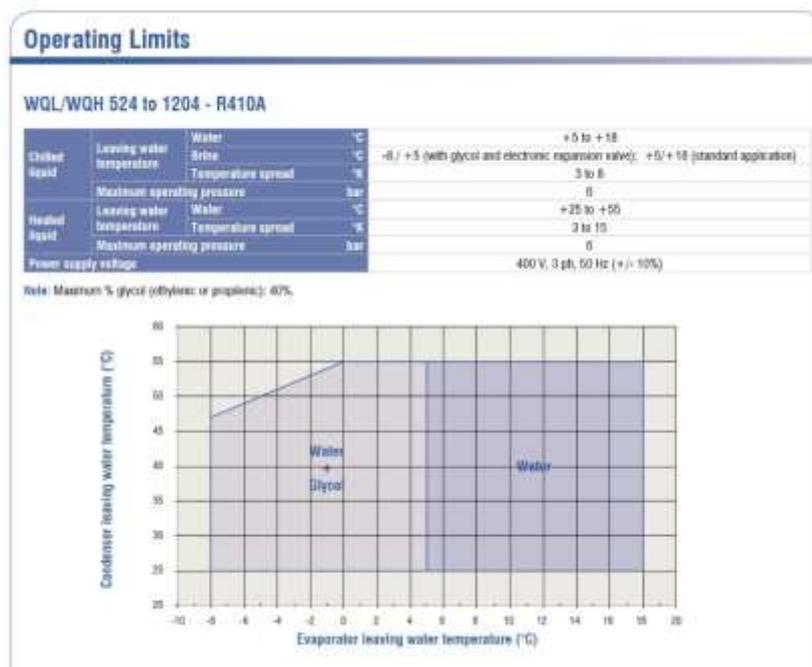


Figura 16 – Limiti operativi del liquido refrigerante (Acqua di condensazione)

In questo modo si richiede la portata minore possibile per l'acqua di condensazione: diminuendo tale parametro infatti sarebbe richiesto un flusso maggiore per lo smaltimento del calore sottratto dalla macchina. Dal lato evaporatore invece la macchina opera con un ΔT variabile compreso tra i 2 e i 5 gradi, a seconda del carico termico richiesto. Il parametro che rimane invece costante è il set-point per il quale si ha l'accensione dei compressori, ossia la temperatura di ritorno del circuito dell'evaporatore impostata a 13.5°C. Anche in questo caso la macchina risulta già ottimizzata nel suo funzionamento. È quindi evidente l'impossibilità di ridurre il consumo di acqua con un'ottimizzazione del sistema che non preveda grandi interventi strutturali; la nostra analisi si è quindi concentrata sulla possibilità di sostituire la sorgente dell'acqua circolante nel condensatore, per ottenere un risparmio economico rispetto alla situazione attuale.

3.1.3 Sorgente acqua di condensazione

La soluzione adottata in tutti gli impianti di ATM con condensazione ad acqua prevede l'utilizzo di acqua di rete prelevata direttamente dall'acquedotto cittadino. È evidente che le portate in gioco causino uno spreco di una materia prima pregiata, un'acqua destinata ad uso umano, con limiti normativi sulla composizione molto più stringenti rispetto a quelli richiesti dal funzionamento della macchina. Sono state quindi vagliate le possibili alternative all'uso di questa acqua:

- adozione di una torre evaporativa
- utilizzo di acqua da pozzo di aggettamento
- utilizzo di acqua da pozzo di falda

La torre di raffreddamento (o torre evaporativa), consiste fondamentalmente in uno scambiatore di calore gas-liquido in cui si sfrutta il passaggio di fase dell'acqua in vapore che consente di smaltire una grande quantità di energia termica. Questa soluzione ha il grande vantaggio di richiedere solo una portata di reintegro valutabile in 0.3 m³/h per un funzionamento a pieno carico della macchina secondo la formula empirica:

$$Q_c = \frac{P}{600}$$

Dove Q_c è la portata di acqua consumata espressa in Kg/h, P è la potenza termica da smaltire espressa in kcal/h e 600 rappresenta la quantità di calore asportata da ogni chilo di acqua evaporata (kcal/Kg) mediamente; il valore corretto andrebbe rilevato dal diagramma del vapore, in base alle condizioni effettive di funzionamento, ma in fase di prima approssimazione, questo valore permette una discreta accuratezza. (Dati Tempco Blog)

Si osserva subito come la portata di acqua sia molto inferiore a quella richiesta dal sistema tradizionale. Dopo aver svolto un'attenta ricerca di mercato presso le aziende produttrici di torri di raffreddamento abbiamo individuato i modelli

che rispondessero alle specifiche tecniche richieste dall'impianto. Escludendo i dettagli tecnici tipici di ogni costruttore il denominatore comune di queste macchine è la struttura a circuito aperto che permette di contenere i costi rispetto alla struttura a circuito chiuso (si parla di spesa inferiore nell'ordine del 50%) ma garantisce comunque buone prestazioni. Altra caratteristica imprescindibile per una macchina da collocare nei locali della metropolitana è la silenziosità, ottenuta mediante dei ventilatori centrifughi a basso numero di giri ed eventualmente a silenziatori da installare sulla macchina.

Il problema derivante dall'adozione della soluzione a torre evaporativa è invece quello di trovare un locale adatto ad ospitare il macchinario: le dimensioni medie, per una macchina con taglia di circa 180 kW, si aggirano attorno ai 2,5x2x2 m. Studiando le planimetrie dei locali della stazione Duomo, presente negli allegati, si è notato che nelle vicinanze dei locali tecnologici ove sono presenti la UTA e il chiller non vi sono spazi adatti alla collocazione della torre evaporativa. Difatti, come si può riscontrare nella stazione Cairoli, dove è stata adottata una soluzione di questo tipo, si richiede un locale che oltre ad avere le dimensioni adatte alla collocazione della macchina, sia anche aperto verso l'esterno nella parte superiore, per permettere l'uscita del vapore e non creare un meccanismo di ricircolo vizioso dell'aria umida. Dopo aver discusso di questa problematica con l'ing. Bisignano è stato deciso di accantonare questa soluzione.

La seconda opzione presa in considerazione è stata quella di utilizzare l'acqua dei pozzi di aggettamento, già presenti nelle stazioni della metropolitana, e sfruttarla come acqua di condensazione nel circuito del chiller. Uno dei problemi della gestione del servizio della metropolitana è infatti rappresentato dalle infiltrazioni di acqua provenienti dalla falda che, senza un continuo intervento di pompe dedicate, allagherebbero i binari e le stazioni. L'acqua

pompata è solitamente scaricata in fogna, ma può essere anche utilizzata per l'appunto negli impianti di condizionamento come succede nelle stazioni di Abbiategrasso e Rho-Però, con un evidente risparmio economico come mostrato da un report interno all'azienda a cui abbiamo avuto accesso. Per un impianto come quello in analisi però le portate richieste sono abbastanza elevate, nell'ordine dei 3 m³/h quasi costante durante tutta la giornata, dunque è indispensabile che vi sia una continua disponibilità di acqua dai pozzi di aggotamento. Per verificare la consistenza delle portate di acqua provenienti dai pozzi si è fatto riferimento a un progetto preliminare svolto dall'ing. Tibolla e dall'ing. Schettino, colleghi del Dipartimento Impianti Fissi e Sistemi di ATM, proprio sull'uso dell'acqua di aggotamento come fluido condensante. Si è notato che le portate più consistenti sono presenti nelle stazioni che si trovano sulla linea 2, ove la falda ha una soggiacenza minore, circa 10 m, e crea più problemi di infiltrazioni, come ad esempio nel caso delle stazioni di Lambrate o Sant'agostino. Nella stazione di Duomo, che si trova sulla linea 1 e 3 invece, come anche verificato dai dati sul sito di S.I.A, il pelo libero della prima falda si trova a circa 15 m dal piano campagna, le portate in gioco sono dunque minori e non sufficienti a garantire un regolare funzionamento dell'impianto di condizionamento. Una delle possibili varianti prese in considerazione per ovviare a questo problema prevedeva l'uso delle acque di aggotamento provenienti dalle zone che sono più soggette ad infiltrazioni. Una soluzione di questo genere avrebbe previsto un impianto di pompaggio nelle stazioni che presentano una portata di acqua dai pozzi molto elevata nonché una rete idrica di distribuzione che porti il fluido agli impianti che necessitano di molta acqua, nel nostro caso alla stazione di Duomo. Questa soluzione si è però rivelata irrealizzabile, in primo luogo perché le gallerie della metropolitana sono già occupate da cavi e tubazioni e non c'è spazio per altre reti al loro interno e in

secondo luogo il risparmio dovuto all'uso di acqua già a disposizione sarebbe vanificato dall'ingente quantitativo di energia necessario a far circolare l'acqua nella rete lunga alcuni chilometri. Inoltre nel caso di condensazione con acqua proveniente dai pozzi di aggottamento bisogna fare i conti con le caratteristiche del fluido emunto in quanto un'acqua di cattiva qualità può velocemente intaccare le proprietà degli scambiatori di calore, facendo diminuire rapidamente le prestazioni degli stessi.

L'ultima alternativa presa in considerazione è stata l'adozione di pozzi per l'estrazione di acqua di falda da utilizzare direttamente nel condensatore, soluzione che può risultare conveniente in quanto la sorgente termica si può considerare a temperatura costante (15°C) durante tutto l'anno e inoltre, come si vede nella figura 17, il livello di falda a Milano è molto alto, e dunque può risultare economicamente conveniente lo scavo di un pozzo per l'approvvigionamento di acqua per usi industriali. La soggiacenza della prima falda, nella zona considerata per l'intervento sulla stazione di Duomo, evidenziata da un cerchio azzurro, è compresa infatti tra i 10 m e i 15 m.

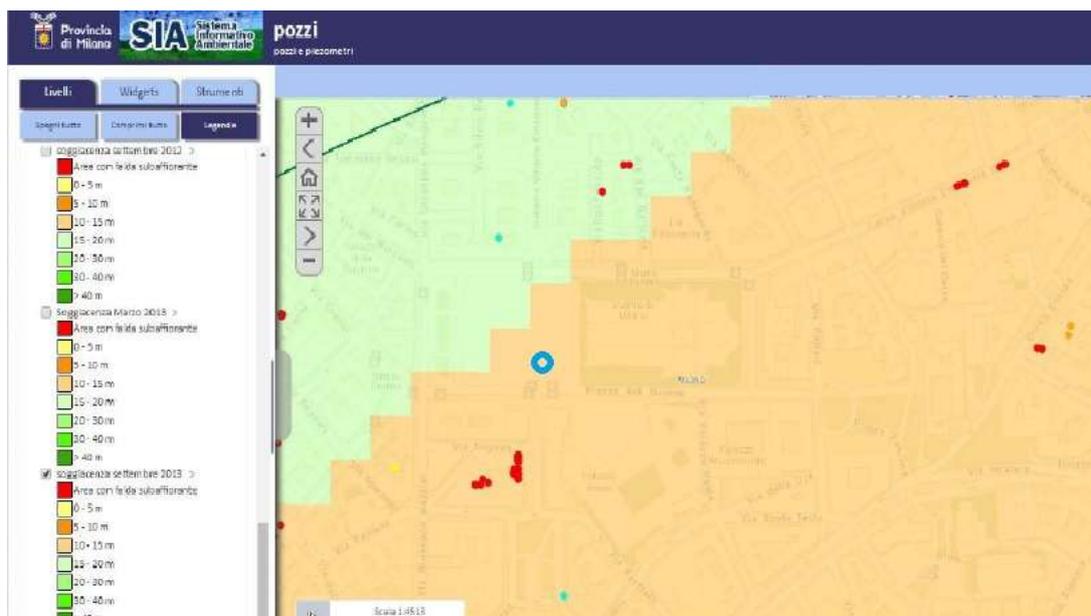


Figura 17 – Disposizione dei pozzi e soggiacenza della prima falda

Nella figura inoltre si nota come siano già presenti in zona Duomo altri pozzi con destinazione d'uso industriale (in particolare i cerchi rossi rappresentano pozzi utilizzati come sorgente geotermica per pompe di calore). A livello normativo la gestione delle acque è affidata alle Province, nel caso di Milano ora città metropolitana, come definito dalla L.R. 26/03. In particolare sono state emesse dagli organi preposti delle linee guida riguardanti lo sfruttamento delle acque sotterranee non essendoci una normativa di riferimento a livello nazionale o regionale.

Il primo aspetto su cui si pone l'attenzione è la possibile interferenza dei pozzi geotermici con quelli utilizzati nella rete dell'acquedotto milanese per l'approvvigionamento di acqua potabile. Viene quindi inserito un primo vincolo che prevede una verifica "che gli acquiferi interessati dalle opere proposte non siano interessati anche dalla "presenza di pozzi utilizzati a scopo idropotabile" per un raggio di 200m.

Un'altra criticità evidenziata nel documento redatto dalla Provincia di Milano riguarda lo scarico delle acque dopo l'uso negli scambiatori di calore. È vivamente consigliato il riutilizzo della risorsa, ma nei casi in cui ciò non sia tecnicamente possibile è consentito lo scarico con diverse possibilità di recapito: lo scarico in corso d'acqua superficiale oppure la reimmissione nella stessa falda delle acque prelevate, in deroga all'art. 104 c. 1 del D.Lgs. 152/2006 che prevede il divieto dello "scarico diretto nelle acque sotterranee e nel sottosuolo", secondo il successivo c. 2 che prescrive che "l'autorità competente, dopo indagine preventiva, può autorizzare gli scarichi nella stessa falda delle acque utilizzate per scopi geotermici, delle acque di infiltrazione di miniere o cave o delle acque pompate nel corso di determinati lavori di ingegneria civile, ivi comprese quelle degli impianti di scambio termico...". Ovviamente vi sono anche delle

prescrizioni tecniche da rispettare che riguardano la qualità dell'acqua, nello specifico la temperatura e la composizione chimica della risorsa idrica da reimmettere nella falda. Queste prescrizioni verranno poi approfondite in fase di progetto dei pozzi e dell'impianto.

Vengono inoltre descritti dei "criteri di valutazione di impatto" da considerare in fase di progettazione del pozzo e che determinano l'esito della domanda di autorizzazione. In primo luogo viene ribadita l'importanza della "verifica dell'eventuale interessamento delle falde destinate a scopo idropotabile e captate da pozzi pubblici nelle vicinanze degli impianti." Viene inoltre richiesto di definire "l'effetto delle opere e dell'eventuale alterazione della circolazione idrica locale, mediante modellizzazione di flusso". Successivamente è prevista una "valutazione dell'alterazione termica indotta nel tempo e di eventuali effetti di alterazione idrochimica delle acque con rischio di contaminazione o di induzione di attività batterica patogena". Infine è richiesta la "definizione dei criteri di monitoraggio degli impianti a regime, sia per sonde geotermiche che per attività di resa in falda di acque derivanti da pompa di calore".

Nel caso dei pozzi di derivazione ad uso geotermico è stabilito il procedimento autorizzativo che prevede "una vera e propria concessione rilasciata dalla Provincia", bisogna inoltre tener conto che "Deve essere inoltre presentata una DIA comunale per la costruzione della cameretta avampozzo."

I riferimenti normativi per il procedimento di rilascio della concessione sono la L.R. 26/2003 e succ. modif. ed il R.R. 2/2006, inoltre la concessione di derivazione d'acqua comporta il pagamento di un canone annuo che si calcola sulla portata media e sul tipo di utilizzo richiesto; nel caso preso in considerazione si tratta di una cifra di circa 140 € annui di cui si terrà poi conto nell'analisi economica.

3.2 Progetto intervento

Non potendo ridurre i consumi di acqua modificando il funzionamento della macchina frigorifera si è deciso di agire direttamente sul circuito idraulico che porta l'acqua al condensatore, cercando di trovare un'alternativa che permettesse di ridurre parzialmente o completamente tali consumi. Tra tutte le soluzioni prese in considerazione la più adatta è risultata essere quella di progettare un circuito alternativo per sfruttare acqua di falda anziché quella di rete.

3.2.1 I pozzi: introduzione

Ovviamente, avendo scelto di prelevare dell'acqua di falda come fluido di scambio termico, lo scavo dei pozzi è stato il primo problema che si è dovuto affrontare. I primi due quesiti ai quali è stato necessario trovare una risposta sono stati i seguenti:

1. Come smaltire l'acqua di falda una volta utilizzata;
2. Quanti pozzi scavare;

Prima ancora di decidere il numero dei pozzi è stato perciò necessario decidere se e come utilizzare l'acqua di falda una volta uscita dal condensatore. Come già accennato infatti, la normativa regionale ne avrebbe consigliato il riutilizzo, preferendolo ad altre soluzioni come lo smaltimento in corsi superficiali, lo smaltimento diretto nella fognatura o la reimmissione in falda. Non avendo però individuato dei possibili utilizzi alternativi si è deciso di smaltire direttamente l'acqua in seguito al passaggio nello scambiatore.

Non essendoci corsi superficiali adiacenti alla zona di piazza Duomo le possibilità sono state due: scaricare l'acqua in fogna o restituirla in falda. Purtroppo, in seguito ad un confronto con Metropolitana Milanese Spa, la

società che si occupa della gestione della rete fognaria, anche la possibilità di usufruire dello scarico in fogna è stata accantonata.

Alla fine, lo scavo di un pozzo per la restituzione dell'acqua in falda è risultato essere l'unica soluzione possibile, di conseguenza quella su cui ci si è concentrati.

Analizzando le direttive provinciali per la reimmissione dell'acqua in falda ci si è accorti di un problema. L'unico vincolo che la Città metropolitana di Milano pone sullo scarico dell'acqua in falda è legato alla sua temperatura massima, che non deve essere superiore ai 20°C. Considerando la temperatura dell'acqua di prima falda costante per tutto l'anno e pari a 15°C; ricordandosi che a cavallo del condensatore della macchina frigorifera la temperatura subisce un incremento di 15°C, ci si è trovati di fronte alla necessità di abbassare la temperatura dell'acqua di almeno 10°C prima di poterla scaricare in falda.

La prima soluzione a cui si è pensato è stata quella di dissipare il calore attraverso delle serpentine nel pavimento. L'idea però non era realmente realizzabile poiché l'unico luogo in cui inserire le serpentine sarebbe stato il corridoio adiacente ai locali di "Duomo Point"; di conseguenza il calore smaltito avrebbe contribuito ad aumentare la temperatura di quella zona, cosa che, in una stagione estiva, avrebbe diminuito il confort di tutti coloro che sarebbero transitati per il corridoio.

Quindi, l'unica soluzione attuabile, è risultata essere quella di pompare più acqua di quella effettivamente necessaria allo smaltimento di calore al condensatore ed effettuare un pre-miscelamento per abbassarne la temperatura prima della reimmissione in falda. Dai calcoli eseguiti, per soddisfare i vincoli imposti dalla provincia, sarebbe essenziale prelevare il triplo della portata richiesta al condensatore, ottenendo quindi le seguenti condizioni:

COMPRESSORI FUNZIONANTI	PORTATA DI ACQUA AL CONDENSATORE [m ³ /h]	PORTATA DI ACQUA NECESSARIA [m ³ /h]
1	3	9
2	6	18
3	9	27
4	12	36

Tabella 3 – Consumo di acqua in funzione della parzializzazione

Basandosi sui dati ottenuti misurando l'assorbimento elettrico ci si è però accorti che tra i mesi di marzo 2016 e settembre 2016, ossia quei mesi in cui verosimilmente il condizionamento dei locali è più richiesto, la macchina frigorifera ha sempre operato con al massimo due dei quattro compressori attivi nello stesso momento. Al fine di ottimizzare l'investimento, è quindi sembrato sensato dimensionare l'impianto per un funzionamento massimo a due parzializzazioni anziché quattro. A seguito di tutte queste considerazioni la scelta impiantistica più congeniale è sembrata essere quella con due pozzi: uno per la presa dell'acqua e uno per la restituzione in falda.

3.2.2 I pozzi: ubicazione

A questo punto è stato fondamentale individuare un luogo adatto allo scavo dei pozzi, essendo Piazza Duomo un punto architettonicamente e archeologicamente importante. Su indicazione del Comune di Milano, della Soprintendenza Archeologica, Belle Arti e Paesaggio, nella scelta dell'ubicazione si è dovuto cercare un punto che non compromettesse né il manto della piazza, né i resti dell'antica basilica posti al di sotto di essa.



Figura 18 – Ubicazione della scala individuata come luogo dell'intervento

Considerando questi vincoli, il luogo più adatto ad ospitare i pozzi è risultato essere l'accesso alle scale nell'angolo sud-est della piazza, a ridosso del sagrato. Infatti, scavando i pozzi in quel punto non sarebbe necessario rompere la pavimentazione della piazza, preservando così il bene comune. Inoltre, grazie alle mappe della stazione messe a disposizione da ATM, si è avuta la conferma che l'eventuale scavo di un pozzo in quella posizione non avrebbe intaccato né i resti archeologici posti al di sotto della piazza, né altri locali della metropolitana situati ad un livello inferiore rispetto alle scale considerate.

3.2.3 Il pozzo: raggio di influenza e cortocircuito termico

Individuato il luogo, il passo successivo è stato quello di farsi un'idea della composizione del terreno al di sotto di esso. A questo proposito ci si è basati sulla stratigrafia presente negli archivi di ATM relativa ad un pozzo scavato in Corso Vittorio Emanuele, quindi sufficientemente vicino al nostro sito per essere presa come riferimento per le successive analisi effettuate.

Sapendo, da quanto riportato sul sito del SIA, che il pelo di falda si trova a circa 15 metri di profondità rispetto al livello del terreno, si è deciso che la profondità dei pozzi dovesse essere di circa 35-40 metri.

Come si può osservare dalla figura, i vari strati di terreno fino alla profondità desiderata sono risultati essere i seguenti:

	TIPOLOGIA STRATO	PROFONDITA' [m]
1	Sabbia e ghiaia asciutta	3.7
2	Limo argilloso	0.8
3	Sabbia media e grossolana con ghiaietto	6.0
4	Ghiaia, sabbia e ghiaietto	5.0
5	Ghiaia e sabbia gialla compatta	5.0
6	Sabbia grossolana e ghiaietto	4.4
7	Argilla	1.6

Tabella 4 – Stratigrafia di un pozzo in zona attigua a quella di interesse

falda (RAGGIO DI INFLUENZA) sia dal punto di vista del riscaldamento della suddetta (CORTOCIRCUITO TERMICO).

Raggio di influenza

Esaminando una falda statica, come in prima approssimazione può essere considerata quella sotto la superficie di Piazza del Duomo, per la quale la superficie piezometrica è orizzontale, quando essa viene attraversata da un pozzo, in assenza di attingimento, all'interno della canna del pozzo il pelo dell'acqua si dispone secondo la superficie piezometrica indisturbata, secondo il principio detto dei "Vasi comunicanti".

Se invece dallo stesso mediante una pompa si attinge una portata costante, il livello del pozzo si deprime, più o meno rapidamente a seconda della permeabilità del terreno, facendo assumere a tutta la superficie piezometrica la forma di un conoide di rotazione. Con il proseguire dell'emungimento, il livello nel pozzo si abbassa progressivamente fino a che la portata estratta dal pozzo è maggiore di quella che affluisce dalla falda circostante e che cresce all'aumentare della depressione.

Nel momento in cui le due portate si eguagliano il regime diventa stazionario ed il conoide assume una forma stabile. Il raggio di influenza corrisponde perciò al raggio di base di tale conoide il cui centro è il pozzo. Nel momento in cui due o più pozzi hanno un'intersezione tra i loro rispettivi raggi di influenza si avrà come conseguenza un'influenza reciproca tra essi.

È per verificare l'esistenza o meno di tale influenza che si è calcolato il raggio di influenza pozzo di presa. Normalmente il calcolo viene effettuato una volta installato il pozzo, attuando delle prove di portata e misurando la variazione del pelo di falda attraverso piezometri posti a diverse distanze dal pozzo. Tuttavia attraverso delle formule empiriche è anche possibile realizzare delle previsioni affidabili su quella che sarà la reale estensione del cono piezometrico.

In questo caso si è deciso che, al fine di ottenere una prima approssimazione affidabile sulla reale entità del raggio di influenza, la relazione espressa nella “Formula di Thiem” potesse essere sufficiente:

$$H_2^2 = H_1^2 - \frac{Q}{\pi k} * \ln\left(\frac{R}{r}\right);$$

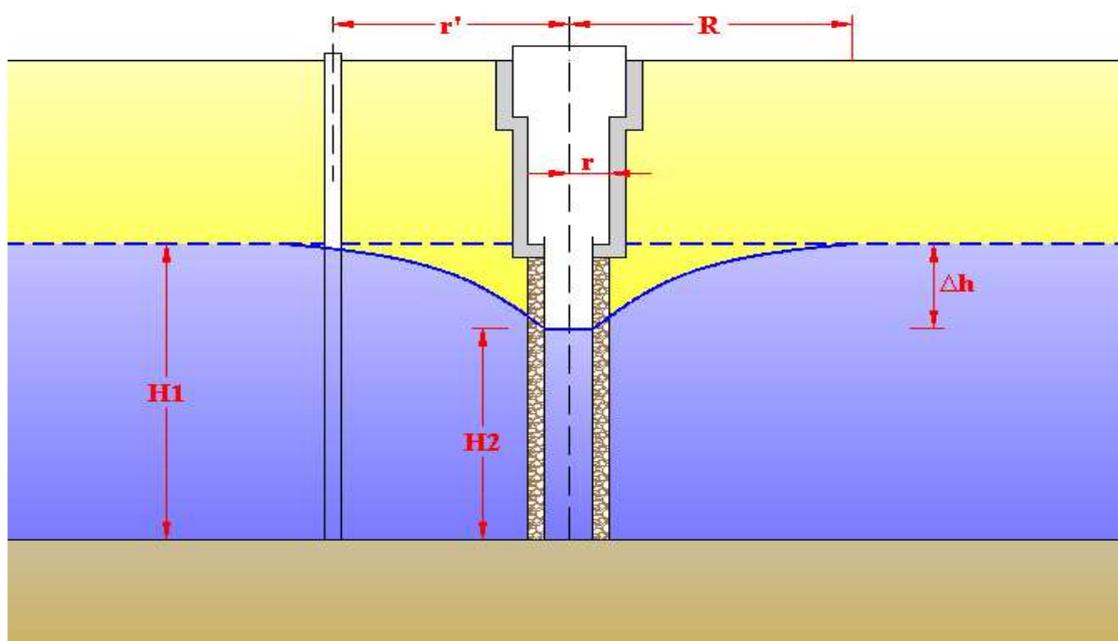


Figura 20 – Grandezze caratteristiche di un pozzo

Osservando la figura possiamo comprendere meglio a cosa corrispondano tutti i valori inseriti nell’equazione. Per cominciare, i termini H_1 e H_2 rappresentano rispettivamente la quota piezometrica statica della falda e la quota dinamica all’interno del pozzo (esprese entrambe in metri). R è il valore che indica la distanza rispetto al centro del pozzo mentre “ r ” è il raggio interno del pozzo. Q indica la portata (in m^3/s per questo calcolo) elaborata dalla pompa e infine il termine k designa la permeabilità del pozzo.

STRATO	PERMEABILITA'(k)[m/s]	SPESSORE (D)[m]
1	0,01	3.7
2	0,0000001	0.8
3	0,01	6.0
4	0,001	5.0
5	0,0001	5.0
6	0,0001	4.4
7	0,000000001	1.6

Tabella 5 – Permeabilità degli strati di terreno intorno al pozzo

Nello specifico, per trovare la permeabilità del terreno attorno al pozzo, essendo questo composto da più strati, sono stati assunti dei valori verosimili di permeabilità per ciascuno di essi e si è effettuata una media pesata, il cui peso è dato dallo spessore dello strato. Il risultato di ciò è stato un valore di permeabilità pari a **0,004813 [m/s]**.

Ricavato un valore verosimile di permeabilità, ci si è concentrati sul calcolo vero e proprio del raggio di influenza. Come prima cosa si è quindi calcolato il valore del termine H_2 , cioè il livello della falda all'interno del pozzo nel momento in cui la pompa elabora la portata massima. Per risalire a ciò, ci si è basati sulle seguenti ipotesi:

- Profondità raggiunta dal pozzo pari a 40m sotto il livello del terreno;
- Come conseguenza della prima ipotesi valore del termine H_1 considerato pari a 25 m;
- Distanza R dal pozzo in cui la falda risulta indisturbata pari a 1000 m;

Riguardo la seconda e la terza ipotesi è necessario fare delle precisazioni. Nella formula di Thiem il termine H_1 dovrebbe tenere conto della reale profondità della falda, essendo però quest'ultima ignota, nel calcolo effettuato si è deciso di considerare tale valore pari al livello tra il fondo del pozzo ed il pelo di falda, in

quanto tale supposizione non avrebbe in ogni caso influenzato il calcolo della variazione tra quota statica e dinamica.

Per quanto riguarda la terza ipotesi invece, la distanza R è probabilmente maggiore di quella necessaria per trovare la falda indisturbata, si è in ogni caso deciso di assumere questo valore poiché si è visto che sue variazioni avrebbero avuto influenze molto basse sul calcolo.

Perciò, presi in considerazione tutti questi valori, mediante la formula specificata in precedenza si è calcolato il valore del termine H_2 , che è risultato essere pari a 24,93 m. Una volta individuato il livello della falda all'interno del pozzo, si è osservata la variazione di tale livello al progressivo aumentare della distanza dal pozzo. Il risultato di tale simulazione è stato il seguente:

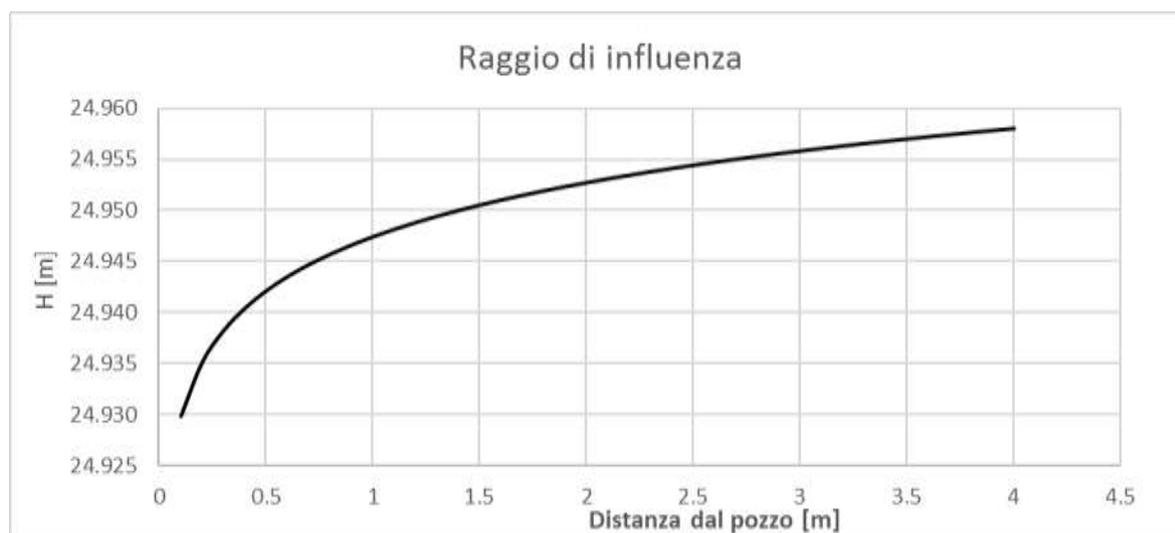


Figura 21 – Andamento del raggio di influenza del pozzo

Come si può constatare dal grafico, l'influenza che il funzionamento della pompa esercita sul livello della falda è praticamente trascurabile: già all'imboccatura del pozzo la differenza tra quota statica e dinamica non supera gli 8 cm, a 4 metri tale dislivello è già sceso a 4 cm, tenendo conto che il pozzo di resa è posto a circa 15 m da quello di presa si può affermare che non ci sia un'influenza tra i due pozzi. Da questi risultati si può inoltre affermare che

installare eventualmente un secondo pozzo di presa, in una posizione adiacente al primo; non dovrebbe implicare nessun problema nel funzionamento di entrambi i pozzi.

In seguito alla stima del raggio di influenza si è passati al verificare l'esistenza di un'eventuale interazione termica tra l'acqua presa dal pozzo e quella restituita in falda.

Cortocircuitazione termica

Con cortocircuitazione termica si definisce quel fenomeno per il quale l'acqua di falda riscaldata in uscita dal pozzo di restituzione interagisce con la porzione di falda all'interno del raggio di influenza del pozzo di presa, aumentandone la temperatura e, nel caso dell'impianto soggetto a questa analisi, peggiorando l'efficienza delle prestazioni.

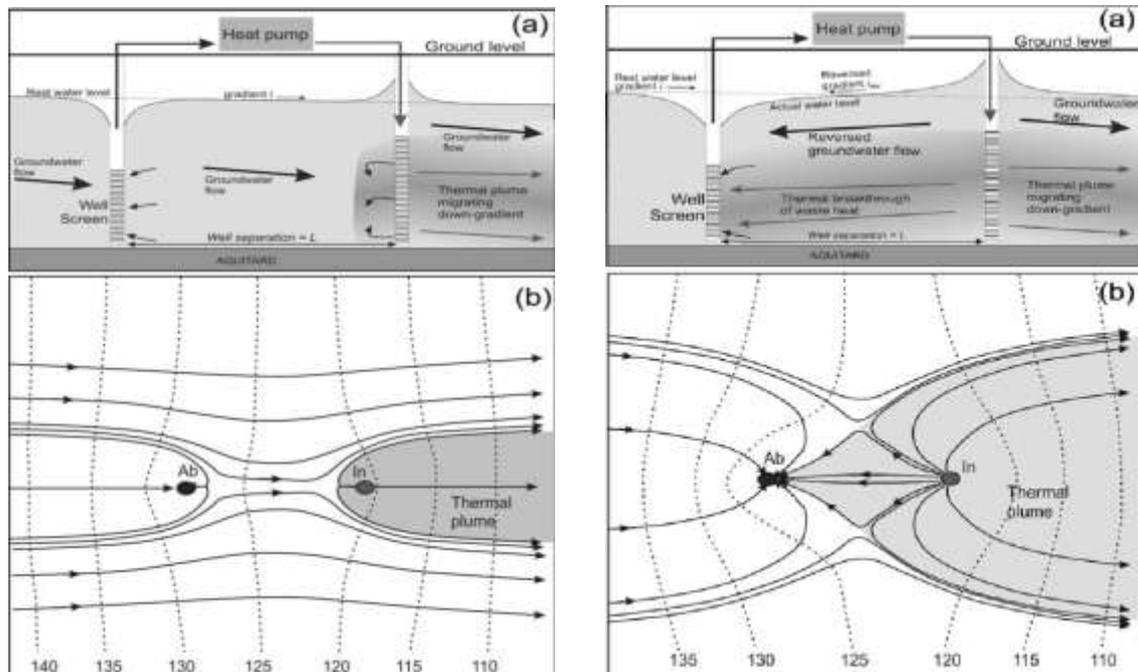


Figura 22 – Interazione tra due pozzi: andamento della cortocircuitazione termica

In figura è rappresentata la differenza tra una situazione in cui non avviene il cortocircuito termico (a sinistra) e una in cui invece le linee di flusso del pozzo di restituzione vengono “catturate” dal pozzo di presa.

Il professor David Banks ha sviluppato una correlazione empirica che permette di capire, in base ad alcune caratteristiche del terreno, quale debba essere la distanza a cui i pozzi devono trovarsi per far sì che non avvenga la cortocircuitazione termica. La relazione è espressa dalla seguente formula:

$$X = \frac{2Q}{\pi k b i L} ;$$

Nello specifico, ognuno dei termini specificati nell’equazione corrisponde ai seguenti valori:

- Q: rappresenta la **portata**, espressa in m³/s;
- k: è la **permeabilità**, già trovata nel calcolo precedente, espressa in m/s;
- i: è il **gradiente idraulico**;
- b: è lo **spessore saturo** dell’acquifero, espresso in m;
- L: è la **distanza** tra il pozzo di presa e quello di restituzione;

nel nostro caso quindi i valori sono stati considerati pari a:

Q	0.005	m³/s
k	0.004813	m/s
i	0.01	
b	25	M

Tabella 6 – Grandezze caratteristiche per il calcolo del pennacchio termico

Da questa relazione si è quindi potuto stabilire se la distanza tra i due pozzi, che è circa di 15 m, fosse sufficiente per evitare il verificarsi la formazione di un cortocircuito termico.

La formula di Banks specifica infatti che la cortocircuitazione termica in un sistema a ciclo aperto non avviene nelle situazioni in cui $X \leq 1$. Da ciò si è stati in grado di stabilire che, per la zona sottostante Piazza del Duomo, estraendo una portata di 18 m³/h, la distanza minima dei pozzi tale da garantire il corretto funzionamento dell'impianto debba essere di **3,05 m**.

Siccome la distanza tra i pozzi è circa cinque volte superiore a quella minima da garantire, si può affermare con un certo margine di sicurezza che non si potrà mai verificare un cortocircuito termico durante il funzionamento dell'impianto.

3.2.4 La pompa

In seguito all'analisi dei pozzi ci si è dedicati più nello specifico allo studio dei vari componenti dell'impianto. Inizialmente ci si è focalizzati sullo studio delle caratteristiche principali che la pompa debba avere per permettere il corretto funzionamento dell'impianto, sostanzialmente la prevalenza da fornire per sopperire a tutte le perdite di carico.

Per fare ciò, è stato necessario fare riferimento ad alcuni parametri:

- Portata massima di acqua elaborata dalla pompa;
- Pressione di esercizio all'interno del circuito;
- Diametro e lunghezza delle tubazioni;
- Perdite di carico localizzate all'interno del circuito;

Per quanto riguarda la portata il discorso è già stato trattato in precedenza. Tenendo conto di una portata di acqua al condensatore tale da garantire un funzionamento massimo della macchina frigorifera a due parzializzazioni, aggiungendo a questa quantità la portata di acqua necessaria al miscelamento per abbassarne la temperatura prima della re-iniezione in falda, si è visto come

la pompa debba essere in grado di elaborare una portata di acqua di circa **18 m³/h**.

La pressione di esercizio è stata decisa partendo da considerazioni riguardanti il funzionamento della macchina frigorifera. Come già detto infatti, in base alle analisi effettuate utilizzando le registrazioni sull'assorbimento elettrico dei compressori e sull'andamento delle temperature all'interno della UTA, si è potuto osservare come il chiller funzioni nel modo più efficace possibile. Per non intaccare tale efficacia, si è deciso che la pressione dell'acqua all'interno del nuovo circuito debba essere uguale a quella dell'acqua proveniente dalla rete pubblica. Questo espediente dovrebbe anche garantire che la regolazione della portata, effettuata come già spiegato dalle valvole pressostatiche collegate al circuito del fluido frigorifero, abbia come conseguenza un salto di temperatura di 15°C a cavallo del condensatore. In base a queste premesse si è perciò deciso di adottare una pressione operativa all'interno del circuito di 2,5 bar.

La lunghezza complessiva delle tubazioni, necessaria a stabilire le perdite di carico distribuite, è stata invece ipotizzata. Nell'ipotesi, partendo da alcune considerazioni, si è quindi cercato di assumere un valore verosimile. Facendo riferimento alla planimetria della zona presa in esame, ci si è potuti rendere conto delle distanze in gioco. Analizzando nel dettaglio la posizione di entrambe le scale e del locale in cui è presente la macchina frigorifera ci si è resi conto di come queste siano ridotte: circa 20 m tra il pozzo di presa ed il locale "frigorifero" e 30 m tra quest'ultimo e il pozzo di restituzione. Per tener conto di possibili deviazioni dei tubi nel reale progetto si è perciò deciso di assumere di 100 m la lunghezza complessiva delle tubazioni.

Oltre alla lunghezza del circuito è stato necessario, sempre ai fini del calcolo delle perdite di carico, stabilire anche quale potesse essere un valore accettabile

per il loro diametro. Per fare ciò è bastato mettere in relazione portata e sezione attraverso la formula che segue:

$$Q = S * v;$$

Dove Q è la portata in m³/h e v è la velocità in m/s. S è invece il termine associato alla sezione circolare del tubo. Una volta trovato questo termine si può facilmente risalire al diametro.

All'interno di un tubo, in modo da evitare un'eccessiva rumorosità ed un'usura delle superfici interne dovuta ad attriti e colpi d'ariete, la velocità massima consigliata che il fluido può raggiungere è di circa 1,5 m/s. Fissando perciò pari a tale valore la velocità all'interno del tubo si è stati in grado di stimare un diametro dei tubi del circuito pari a 63 mm.

L'assunzione di considerare un unico diametro per tutto l'impianto non è del tutto corretta, in quanto ad un certo punto avviene la divisione tra il circuito che va al condensatore e quello di miscelamento; tuttavia può essere accettata in via preliminare ai fini dell'individuazione di una curva di carico.

Per quanto riguarda le perdite di carico localizzate il discorso è diverso. Sostanzialmente esse sono causate da ostacoli che si trovano all'interno dei tubi e che intralciano il regolare flusso del fluido. In questa categoria si possono annoverare tutte le tipologie di valvole installate all'interno del circuito e le varie deviazioni che lo compongono (curve a gomito). Come vedremo in seguito, nella pratica le perdite di carico causate da questi componenti possono essere trascurabili nel calcolo complessivo della curva di carico della pompa. L'unica vera perdita di carico localizzata può quindi essere considerata quella che avviene a cavallo del condensatore e che viene specificata nei dati di catalogo.

Come si può osservare dall'immagine, per quanto riguarda il modello di macchina frigorifera soggetto all'analisi (WQL 604), la portata massima richiesta

dal condensatore stimata dall'analisi è risultata essere di circa 6 m³/h (ossia di circa 1,67 l/s), corrispondente ad un salto di pressione a cavallo dello scambiatore di calore di circa 0,1 bar.

PORTATA ACQUA	18	m³/h
PRESSIONE ACQUA	2,5	bar
LUNGHEZZA TUBATURE	100	m
DIAMETRO TUBATURE	0.065	m
PERDITE AL CONDENSATORE	0.1	bar

Tabella 7 – Dati tecnici circuito idraulico

Nella tabella 7 sono riassunte tutte le variabili che sono state considerate nel calcolo delle perdite di carico.

Da ciò si è passati al calcolo vero e proprio. Per calcolare la prevalenza (H) della pompa si è ricorsi alla seguente formula.

$$H = H_g + H_m + Y_d + Y_l;$$

In cui i vari termini corrispondono a:

- H_g: Prevalenza geodetica;
- H_m: Prevalenza manometrica;
- Y_d: perdite di carico distribuite;
- Y_l: perdite di carico localizzate;

Più nel dettaglio, la prevalenza geodetica è determinata dalla differenza di quota tra il la superficie della falda ed il punto di arrivo del pozzo, nel nostro caso assimilabile al livello del terreno. Il suo valore perciò corrisponde a circa **15 m**.

La prevalenza manometrica invece può essere definita come la differenza di pressione del fluido tra aspirazione e mandata, convertita in m. La conversione avviene attraverso la formula:

$$H_m = \frac{P}{\rho * g};$$

in cui P è il salto di pressione in Pa, ρ è la densità del fluido (per l'acqua 1000 kg/m³) e g è l'accelerazione di gravità (9,81 m/s²). Come risultato si ha che la prevalenza manometrica è pari a circa 25 m.

Le perdite di carico distribuite invece sono state ricavate attraverso la formula di Hazel-Williams:

$$Y_d = \frac{10,675 * Q^{1,852}}{C^{1,852} * D^{4,8704}} * L;$$

In cui, Q rappresenta la portata (in m³/s), D e L sono rispettivamente il diametro e la lunghezza delle tubazioni, espresse in m; C invece è un coefficiente adimensionale legato alla scabrezza delle tubazioni. Varia a seconda del materiale, per tubazioni in pead è pari a 150 mentre per materiali come l'acciaio inox può essere considerato pari a 140. Nella formula inoltre si può notare come le perdite distribuite siano direttamente proporzionali alla portata di acqua che scorre all'interno dei tubi. Con una portata di 18 m³/h si avranno quindi le maggiori perdite di carico distribuite, in questo caso di circa 4 m.

Per quanto riguarda le perdite di carico localizzate invece si è già accennato a quelle a cavallo del condensatore. Convertendo la caduta di pressione di 0,1 bar in metri di colonna d'acqua si ottiene una perdita di carico di 1 m. Oltre a questo salto di pressione, come già detto in precedenza, le perdite di carico distribuite sono causate da qualsiasi ostacolo incontrato dal fluido.

Queste perdite si possono calcolare attraverso la seguente formula:

$$Y_1 = K * \frac{v^2}{2\rho g};$$

in cui tutte le grandezze sono note ad eccezione del parametro K. Questo parametro è un coefficiente che varia a seconda del componente perso in considerazione. Attraverso questa formula è stato possibile ricavare le perdite di carico associate ad ogni ostacolo. Sempre facendo riferimento alla portata massima, si sono ottenuti i seguenti valori per ciascun componente:

COMPONENTE	VALORE K	PERDITA DI CARICO [m]
Curva a gomito	0,5	0,06
Valvola a saracinesca	0,4	0,05
Valvola di ritegno	1,2	0,14
Diramazione	1	0,12

Tabella 8 – Perdite di carico localizzate

Risulta subito evidente come le perdite di carico associate a ciascun componente siano marginali. Si è quindi deciso di trascurare la perdita associata a tali elementi nel calcolo della prevalenza della pompa; considerando anche il fatto di aver stimato inizialmente una lunghezza del circuito superiore a quella probabilmente necessaria.

Alla fine di tutto si è stati in grado di calcolare quale possa essere la prevalenza che la pompa deve fornire al variare della portata. Come si può osservare dal grafico, la prevalenza richiesta a massimo carico è pari a circa 46 m.

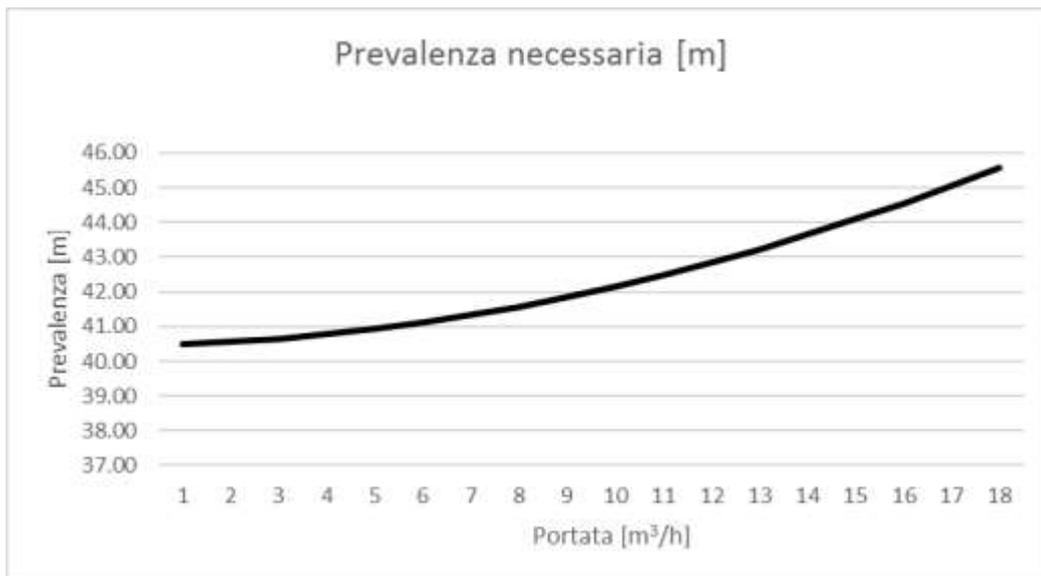


Figura 23 – Andamento della prevalenza richiesta alla pompa al variare della portata

Partendo dai risultati dell’analisi, volendo tener conto anche di un certo margine di sicurezza si è deciso di adottare una pompa che alla massima portata fornisca almeno 55 m di prevalenza.

3.2.5 Miscelamento

Come accennato in precedenza, prima di poter reimmettere l’acqua in falda è necessario che la sua temperatura sia inferiore ai 20°C. Al momento dell’analisi, si è osservato che il settaggio della macchina fosse tale da incrementare di 15 °C la temperatura dell’acqua a cavallo del condensatore. In base a ciò, utilizzando acqua di falda (come già detto alla temperatura di 15 °C) ci si è trovati di fronte alla necessità di abbassare drasticamente la sua temperatura.

Di fronte a questo problema ci si è trovati a dover scegliere tra due differenti soluzioni:

1. Modificare le impostazioni della macchina frigorifera in modo da avere una minore temperatura all’uscita dello scambiatore di calore;
2. Operare con lo stesso ΔT nel condensatore ed abbassare la temperatura di 10°C;

Inizialmente, la prima soluzione è sembrata essere la più congeniale, abbassando la temperatura di uscita dal condensatore infatti si avrebbe avuto bisogno di una minor portata di acqua di miscelamento. Addentrandosi nell’analisi sono però emersi diversi aspetti negativi che hanno fatto propendere la scelta verso la seconda soluzione.

Il primo aspetto è stato il vincolo della temperatura dell’acqua in uscita dal condensatore. In principio, si sperava che modificando il settaggio si riuscisse ad abbassare le condizioni in uscita dallo scambiatore al di sotto dei 20 °C, soddisfacendo quindi i vincoli imposti dalla normativa e, di conseguenza, rendendo inutile un miscelamento con acqua fredda.

Operating Limits

WQL/WQH 524 to 1204 - R410A

Chilled liquid	Leaving water temperature	Water	°C	+5 to +18
		Brine	°C	-8 / +5 (with glycol and electronic expansion valve); +5/+18 (standard application)
		Temperature spread	*K	3 to 8
	Maximum operating pressure		bar	6
Heated liquid	Leaving water temperature	Water	°C	+25 to +55
		Temperature spread	*K	3 to 15
		Maximum operating pressure	bar	6
Power supply voltage				400 V, 3 ph, 50 Hz (+/- 10%)

Figura 24 – Limiti operativi dell’acqua di condensazione

Analizzando però i limiti di funzionamento della macchina, si è osservato che la temperatura in uscita dal condensatore sarebbe dovuta essere di almeno 25 °C. Al di sotto di tale temperatura infatti si sarebbe corso il rischio di non avere una completa condensazione del fluido frigorifero con conseguenti problemi all’evaporatore e riduzione dell’efficienza del chiller. Da quest’ultimo vincolo, è risultato evidente che un miscelamento sarebbe stato in ogni caso necessario, anche abbassando parzialmente la temperatura del fluido.

Appurata la necessità di un pre-miscelamento prima della reimmissione si è perciò voluto calcolare quale delle due soluzioni avrebbe comportato un

maggiore consumo globale di acqua. Si è quindi eseguito un confronto per vedere quale dei due settaggi avrebbe richiesto un consumo di acqua maggiore ogni kW di potenza termica smaltito.

Temperatura [°C]		Calore smaltito [kW]	Portata [kg/s]		
Tin	Tout		Condensatore	Miscelamento	Totale
15	25	1	0,024	0,024	0,048
15	30	1	0,016	0,032	0,048

Tabella 9 -Calcolo della portata richiesta per il miscelamento

Se da un lato ridurre il salto di temperatura al condensatore richiederebbe una maggiore portata di acqua per smaltire il calore, dall'altro si avrebbe bisogno di meno acqua in fase di miscelamento. Viceversa nel secondo caso. Nel complesso la portata richiesta globalmente dall'intero processo sarebbe identica in entrambi i casi.

Alla fine di questa analisi si è perciò deciso di non modificare i settaggi della macchina e di lavorare con una portata di miscelamento pari al doppio di quella necessaria al condensatore. Non sembra infatti necessario modificare i settaggi di una macchina che, come già è stato fatto notare, è risultata operare nel miglior modo possibile; inoltre, impostare una temperatura di 25 °C all'uscita dallo scambiatore, si lavorerebbe in condizioni "limite", rischiando di stressare inutilmente la macchina frigorifera.

Una volta stabilite le portate di esercizio si è deciso come dimensionare le due diramazioni del circuito idraulico in cui devono transitare le due correnti. Nel caso della massima portata emunta dalla pompa, ossia 18 m³/h, la suddivisione delle portate deve essere tale per cui nella diramazione che passa per il condensatore transitino 6 m³/h, mentre nell'altra i restanti 12 m³/h. Per far sì che ciò avvenga è necessario che si scelga il diametro delle due condotte in modo

tale da instaurare un parallelo. Prendendo spunto da un circuito elettrico, quando questo è “in parallelo” le correnti al suo interno si ripartiscono nelle varie diramazioni a seconda delle resistenze che si incontrano in modo tale da mantenere la stessa differenza di potenziale agli estremi di ogni ramo.

Nel caso di un circuito idraulico la perdita di carico agli estremi della diramazione può essere paragonata alla differenza di potenziale del circuito elettrico. Quindi, per avere come effetto la ripartizione delle portate nella proporzione desiderata, sarà necessario che la caduta di pressione del ramo al condensatore eguagli quella che si verifica nel ramo di miscelazione. Basandosi su queste considerazioni, il dimensionamento di massima dei tubi è stato effettuando seguendo tre diversi passaggi:

1. Dimensionamento del diametro del ramo diretto allo scambiatore di calore;
2. Calcolo delle perdite di carico sullo stesso ramo;
3. Dimensionamento del ramo di miscelazione in modo tale da uguagliare le perdite di carico del circuito al condensatore;

Il primo passaggio è stato quindi scegliere il diametro delle tubazioni del circuito che transita per lo scambiatore. In questo caso il ragionamento è stato praticamente identico a quello utilizzato per la scelta del diametro della tubatura nella parte di circuito prima della separazione. Ossia si è visto quale sia il diametro necessario per avere una velocità di 1,5 m/s all'interno dei tubi con una portata di 6 m³/h. Nello specifico, il diametro è risultato essere pari a 38 mm.

Una volta determinata la sezione dei tubi, il passo successivo è stato quello di stimare le perdite di carico in questo ramo del circuito. Per le perdite distribuite si è utilizzata come nel caso precedente l'equazione di Hazel-Williams, ipotizzando che la lunghezza del tratto che va dalla separazione dei circuiti al ricongiungimento sia pari a 40 m. Per quelle concentrate, sempre poiché i valori

delle perdite di carico dei vari componenti del circuito sono trascurabili, si è tenuto solamente conto del salto di pressione nello scambiatore di calore. In questo caso la somma di perdite di carico distribuite e concentrate è stata calcolata in 5,86 m.

Dopo aver ottenuto questo risultato, si è passati al dimensionamento dei tubi del ramo di miscelazione in modo da ottenere un parallelo tra i due circuiti. Quindi si è calcolato il diametro delle tubazioni in modo tale da avere le stesse perdite di carico in entrambi i rami, in base a ciò il risultato ottenuto è che il diametro debba essere di circa 46 mm.

Utilizzando questo tipo di dimensionamento si è però palesato un problema legato all'usura dei materiali nel ramo di miscelamento. Alla portata massima difatti, la velocità raggiunta dal fluido in questi tubi sarebbe di circa 2 m/s, come già detto in precedenza questo sarebbe un valore limite. A queste velocità l'acqua comporterebbe infatti problemi legati alla rumorosità eccessiva e ad un maggiore danneggiamento delle pareti interne delle tubazioni.

Si è perciò deciso di effettuare nuovamente il calcolo imponendo questa volta un valore massimo della velocità di 1,5 m/s nel ramo di miscelamento. Le ipotesi considerate in precedenza non sono state variate e, come conseguenza, i diametri delle tubature sono stati in questo caso di 43 mm per il circuito che va al condensatore e di 53 mm per quello di miscelazione, con delle perdite di carico che per entrambi i rami risulterebbero di 3,05 m.

		SOLUZIONE 1	SOLUZIONE 2
velocità [m/s]	al condensatore	1,50	1,15
	miscelamento	1,99	1,50
diametro tubi [mm]	al condensatore	38	43
	miscelamento	46	53
perdite di carico [m]	al condensatore	5,86	3,05
	miscelamento	5,86	3,05

Tabella 10 – Dimensionamento dei due rami del circuito

Osservando la tabella 10, ove si è riportato il confronto tra le due soluzioni, risulta evidente come la numero 2 risulti essere la scelta migliore. Infatti, l'aumento dei costi di installazione dovuto alle maggiori dimensioni dei tubi viene efficacemente compensato da una minore usura dei materiali, grazie alle minori velocità raggiunte dall'acqua, e da una riduzione di circa il 50 % delle perdite di carico nei circuiti, che si traducono in un minor lavoro che la pompa deve fornire per spingere il fluido.

3.2.6 Altri componenti

Dopo aver preso in considerazione i pozzi, la pompa, ed il dimensionamento delle tubature è stato necessario occuparsi della selezione di tutti quei componenti secondari indispensabili per un corretto funzionamento dell'intero circuito. Più nello specifico questi componenti sono:

- *Valvole di ritegno;*
- *Valvole a tre vie;*
- *Valvole a saracinesca;*
- *Valvola per il controllo di portata;*
- *Disconnettore dalla rete dell'acqua potabile;*

Valvole di ritegno

La valvola di ritegno (o di non ritorno) permette una sola direzione del flusso. Questa tipologia di valvole viene solitamente installata nelle tubature di mandata delle pompe di circolazione per impedire il reflusso dell'acqua. Tali valvole sono inoltre indispensabili per impedire lo svuotamento dell'impianto in caso di arresto delle pompe.

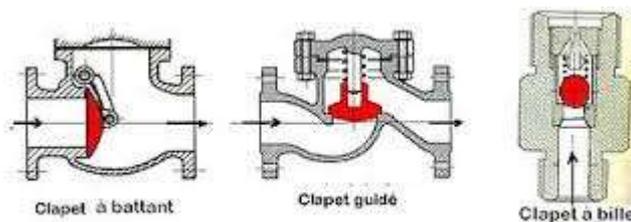


Figura 25 – Esempi di valvole di ritegno

La presenza di queste valvole dovrà quindi essere indispensabile nel circuito adottato in almeno tre punti:

- all'uscita del pozzo, per evitare appunto che in caso di malfunzionamento della pompa avvenga lo svuotamento del circuito;
- nel circuito al condensatore, prima dello scambiatore di calore una valvola di ritegno è necessaria per garantire un corretto funzionamento del sistema di regolazione dell'attivazione delle pompe;
- nel circuito al condensatore, un'altra valvola è necessaria prima del nodo di collegamento con il circuito di miscelazione per evitare che l'acqua proveniente da questo ramo "risalga" in quello che va al condensatore;

Valvole a tre vie

Con valvola a tre vie si intende appunto un componente di raccordo tra tre rami di un circuito. In questo caso le valvole a tre vie sarebbero disposte in due punti separati del circuito di acqua diretto al condensatore della macchina frigorifera. Il primo punto di raccordo si troverebbe a monte dello scambiatore di calore e permetterebbe di scegliere se far fluire verso il condensatore acqua di falda o acqua di rete. Ovviamente l'acqua di falda sarebbe la scelta preferenziale, tuttavia è giusto considerare l'eventualità che, a causa di malfunzionamenti, si verifichi l'impossibilità di sfruttare tale soluzione. Per far fronte a questa eventualità, sembra lecito tutelarsi e mantenere il collegamento già esistente con la rete.

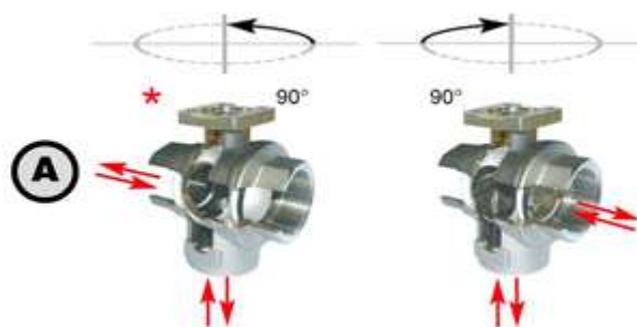


Figura 26 – Valvola a tre vie

Nel caso però in cui venisse usata acqua di rete, questa assolutamente non potrebbe essere scaricata in falda. Necessariamente bisogna prevedere un ulteriore raccordo a tre vie, con la propria valvola deviatrice, per gestire a seconda dei casi, o lo scarico dell'acqua di rete in fognatura, o lo scarico dell'acqua di falda nel sottosuolo.

Valvole a saracinesca

Sono valvole di intercettazione, il loro compito consiste nell'aprire o chiudere un circuito. Guardando al progetto si potrebbe considerare l'eventualità di installare questa tipologia di valvole in prossimità degli stessi punti in cui si è pensato di installare quelle di ritegno. Le valvole a saracinesca possono essere utili per forzare manualmente la chiusura di un ramo del circuito, nel caso ci siano da svolgere interventi di manutenzione o si verificano condizioni tali da richiederne la chiusura.

Valvole di controllo della portata

Si è già spiegato di come al condensatore, a seconda del numero di compressori che entrano in funzione, la portata di acqua venga gestita da delle valvole pressostatiche. Nella parte di circuito che va allo scambiatore di calore è perciò già presente un sistema di controllo del deflusso di acqua.

Ci si è quindi chiesti se un organo di regolazione debba essere previsto anche per la parte di circuito adibita al miscelamento. Dal dimensionamento dei diametri effettuato in precedenza, tale organo di regolazione potrebbe però

essere superfluo. Secondo le stime eseguite infatti le perdite di carico nei due rami a seconda delle parzializzazioni risultano essere le seguenti:

		PARZIALIZZAZIONI	
		1	2
portata [m ³ /h]	al condensatore	3,00	6,00
	miscelamento	6,00	12,00
perdite di carico [m]	al condensatore	0,76	3,05
	miscelamento	0,76	3,05

Tabella 11 – Andamento perdite di carico al variare della parzializzazione

Tale dimensionamento dovrebbe quindi essere sufficiente a garantire la corretta ripartizione delle portate sia per quanto riguarda il funzionamento ad una parzializzazione sia nel caso i compressori in funzione siano due. Tuttavia, per avere una maggiore sicurezza, si potrebbe prevedere l'installazione di una valvola per il controllo della portata anche nel ramo del circuito di miscelamento.

Disconnettore dalla rete pubblica

Questo componente è fondamentale all'interno dell'impianto. La sua funzione è quella di isolare la rete dell'acquedotto, impedendo un eventuale reflusso di acqua contaminata dalla rete privata a quella pubblica. È una sorta di valvola di ritegno ma con una maggiore sicurezza e deve essere installato nelle tubazioni che collegano la rete dell'acquedotto all'impianto, prima della valvola a tre vie.

3.2.7 Logica di funzionamento e di controllo

L'impianto dovrebbe avere in pratica il seguente schema:

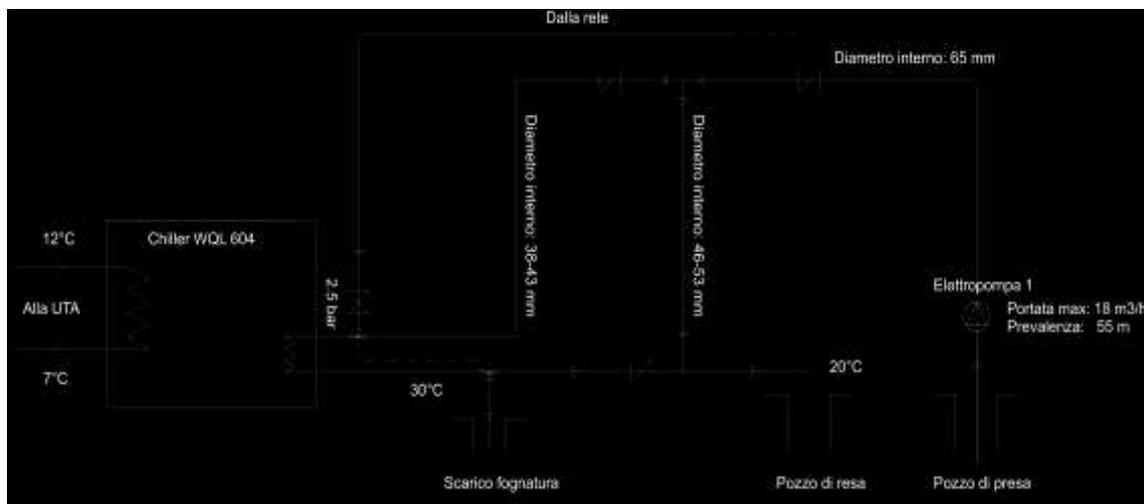


Figura 27 – Schema semplificato dell'impianto

I sistemi di controllo richiesti per garantirne il corretto funzionamento dovrebbero essere due:

- Controllo sulla prevalenza della pompa;
- Controllo sul funzionamento delle elettrovalvole a tre vie;

Controllo sulla prevalenza della pompa

Come già ripetuto molte volte, durante l'analisi preliminare si è notato come la logica di funzionamento della macchina frigorifera sia la migliore possibile. La regolazione dell'impianto idraulico è quindi stata pensata in modo da non compromettere il corretto funzionamento del chiller. In quest'ottica si è deciso che la pompa debba far sì che l'acqua giunga alle valvole pressostatiche per il controllo della portata alla pressione di 2,5 bar; in modo che la taratura delle valvole non debba subire variazioni tra il funzionamento con l'acqua che arriva dalla rete pubblica e quella che arriva dal pozzo.

La pompa dovrà quindi essere a numero di giri variabile, regolato da un inverter. Il set-point dell'inverter dovrà essere fissato in modo tale da mantenere una pressione di 2,5 bar all'interno del circuito. Nel momento in cui

le valvole pressostatiche si aprono per far fluire l'acqua, la pompa "sente" la caduta di pressione e si mette in moto per compensarla. Nel momento in cui i compressori della macchina frigorifera sono spenti, la valvola si chiude, la pressione smette di calare; l'inverter una volta che nel circuito ha raggiunto un valore prossimo a quello di set-point, abbassa gradualmente il numero di giri e, se la pressione si stabilizza, spegne completamente la pompa. Per il corretto funzionamento del circuito il manometro dovrà essere posizionato sul ramo che va al condensatore, tra le valvole pressostatiche e la valvola di ritegno. Questo accorgimento è necessario perché, se lo strumento per la rilevazione della pressione viene posizionato prima della valvola di ritegno, ad ogni spegnimento della pompa avverrebbe lo svuotamento di quella porzione di circuito attraverso il condotto di miscelamento con il conseguente riabbassamento della pressione registrata dall'inverter e la riattivazione della pompa.

Controllo sul funzionamento delle elettrovalvole a tre vie

Le due valvole a tre vie, poste una a monte ed una a valle dello scambiatore di calore hanno la funzione di cambiare la fonte da cui si preleva l'acqua di processo (quella a monte) e di decidere dove scaricare l'acqua in uscita dal condensatore (quella a valle). Come già accennato infatti, la portata massima elaborata dalla pompa (18 m³/h) garantisce il corretto funzionamento della macchina frigorifera fino alla seconda parzializzazione.

A priori siamo quindi in grado di dire che, nel momento in cui si attivasse il terzo compressore, l'impianto si troverebbe in una condizione di criticità poiché la pompa non sarebbe in grado di emungere la portata di acqua richiesta dal chiller. In questi casi è quindi necessario prelevare acqua dalla rete dell'acquedotto, modificando la posizione della valvola a tre vie a monte. L'impossibilità di scaricare l'acqua di rete in falda ha però reso obbligatorio

prevedere anche la possibilità di uno scarico in fognatura. La valvola a tre vie a monte ha esattamente questo compito: nel momento in cui si inizia ad utilizzare acqua dalla rete pubblica, essa modifica la sua posizione, cambiando la destinazione dello scarico.

La necessità di utilizzare acqua di rete non è solo legata all'accensione del terzo compressore. In alcuni casi, come per esempio il verificarsi di un guasto alla pompa di emungimento, la presenza di una seconda fonte di approvvigionamento dell'acqua per il condensatore garantirebbe in ogni caso il funzionamento dell'impianto di condizionamento ed il conseguente confort nei locali di Duomo Point. Oltre ad un controllo elettronico si dovrebbe prevedere anche un controllo manuale per modificare la posizione in casi straordinari.

Nel dettaglio il controllo può essere effettuato in due modi: diretto ed indiretto. Il controllo diretto avviene direttamente sulla macchina frigorifera "collegandosi" ai quattro relè che indicano il funzionamento dei compressori. Questi sono infatti dei dispositivi on-off, monitorandoli è semplice capire quanti compressori siano in funzione e stabilire se sia necessario o meno modificare la posizione delle valvole.

Il controllo indiretto può essere invece fatto monitorando l'assorbimento elettrico della macchina; a seconda dell'energia elettrica assorbita infatti è possibile risalire a quanti compressori siano accesi nello stesso istante. Inserendo un PLC esiste quindi la possibilità di programmare un valore soglia dell'intensità della corrente elettrica (o della potenza) assorbita dalla macchina frigorifera oltre il quale si renderebbe indispensabile la variazione della posizione delle elettrovalvole.

3.3 Analisi economica

Per valutare la convenienza a livello economico dell'intervento preso in considerazione si è svolta un'analisi economica con l'obiettivo di trovare il net present value e il payback time dell'investimento tenendo conto dell'attualizzazione delle varie voci di spesa.

Calcolo investimento

In prima istanza è stato necessario effettuare una stima dell'investimento globale necessario alla progettazione e alla realizzazione dell'impianto descritto nel capitolo precedente. Nella tabella è dunque riportato il computo metrico che è stato realizzato tenendo conto, voce per voce, di ogni componente dell'impianto e delle prestazioni professionali richieste. Per quanto riguarda i prezzi ove possibile si è utilizzato il listino prezzi del comune di Milano relativo all'anno 2016, negli altri casi si è fatto riferimento a ricerche commerciali presso i fornitori.

Analizzando più approfonditamente le voci che compongono il preventivo si possono evidenziare tre grandi voci di spesa: la prima comprende l'onorario di un ingegnere che completi la stesura di un progetto definitivo, utilizzabile successivamente nel bando di gara per l'assegnazione dell'appalto, e che in seguito possa assumere il ruolo di responsabile della direzione lavori e della sicurezza. La seconda macro-voce di spesa è rappresentata dai costi richiesti per la realizzazione dei pozzi, comprensivi di trivellazione, realizzazione delle opere edili accessorie come la camera di avanpozzo, delle spese amministrative per le autorizzazioni e infine del ripristino del massetto e del pavimento della scala. La terza componente dell'investimento comprende invece tutti gli elementi del circuito idraulico tra cui pompa e valvolame, oltre al sistema di controllo elettronico per la gestione automatica della richiesta di acqua, a fronte del carico termico richiesto al condensatore.

Calcolo indicatori investimento

La seconda parte della nostra analisi economica si è concentrata invece sulla ricerca di indicatori economici che potessero dare un'analisi di valutazione sulla bontà dell'intervento preso in considerazione. Dopo aver svolto una ricerca in letteratura si è deciso di scegliere due indicatori di uso comune come il Net Present Value e il Payback Time, semplici da calcolare ma che possono subito dare un riscontro sulla convenienza dell'investimento. Successivamente nell'analisi nel dettaglio delle voci riportate in tabella è dato conto delle modalità di calcolo degli indicatori.

ANNO	Investimento	C O&M	ΔC ACQUA	EE aux	PV	NPV
0	-€ 37 350				-€ 37 350	-€ 37 350
1	€ 0	-€ 293	€ 11 810	-€ 985	€ 10 532	-€ 27 125
2	€ 0	-€ 293	€ 12 164	-€ 1 024	€ 10 847	-€ 16 900
3	€ 0	-€ 293	€ 12 529	-€ 1 065	€ 11 171	-€ 6 677
4	€ 0	-€ 293	€ 12 905	-€ 1 108	€ 11 504	€ 3 544
5	€ 0	-€ 293	€ 13 292	-€ 1 152	€ 11 847	€ 13 764
6	€ 0	-€ 293	€ 13 691	-€ 1 198	€ 12 200	€ 23 981
7	€ 0	-€ 293	€ 14 102	-€ 1 246	€ 12 563	€ 34 196
8	€ 0	-€ 293	€ 14 525	-€ 1 296	€ 12 936	€ 44 408
9	€ 0	-€ 293	€ 14 961	-€ 1 348	€ 13 320	€ 54 616
10	€ 0	-€ 2 643	€ 15 409	-€ 1 402	€ 11 365	€ 63 072
11	€ 0	-€ 293	€ 15 872	-€ 1 458	€ 14 121	€ 73 274
12	€ 0	-€ 293	€ 16 348	-€ 1 516	€ 14 539	€ 83 471
13	€ 0	-€ 293	€ 16 838	-€ 1 577	€ 14 969	€ 93 664
14	€ 0	-€ 293	€ 17 343	-€ 1 640	€ 15 411	€ 103 852
15	€ 0	-€ 293	€ 17 864	-€ 1 705	€ 15 865	€ 114 035

Tabella 12 – Flussi di cassa calcolati per l'analisi economica

Nella tabella si possono osservare i singoli flussi di cassa considerati per l'analisi economica, lungo un periodo ipotizzato di 15 anni che rappresenta la vita utile media della pompa. Si potrebbe anche fare un'ipotesi più ottimistica utilizzando come lasso temporale la vita utile del pozzo, che dovrebbe essere

più lunga di quella dei componenti meccanici, ma si è voluto mantenere un margine di sicurezza considerando l'ipotesi più sfavorevole.

Come formula per l'attualizzazione dei singoli flussi di cassa è stata scelta:

$$X_n = X_0 * (1 + e)^{n-1}$$

utilizzando come parametri fissi una variazione del costo dell'energia elettrica pari al 4% annuo e del 3% annuo per quanto riguarda il prezzo dell'acqua (dati AEEGSI).

Nella seconda colonna è riportato il costo complessivo dell'investimento, ovviamente in negativo in quanto si tratta di una spesa, considerato solo nell'anno zero trattandosi di una quota da sostenere una tantum per la costruzione dell'impianto.

Nella terza colonna (C O&M) sono considerati invece i costi per la manutenzione e la gestione dell'impianto. Per ogni anno sono stati stanziati 150 € per la manutenzione ordinaria dell'elettropompa sommersa nonché delle tubazioni e degli altri componenti, a cui si devono aggiungere i 143,27 €/anno di canone dovuto alla Regione Lombardia come previsto dal D.d.s. 26 novembre 2015 - n. 10326 Aggiornamento e pubblicazione degli importi dovuti alla Regione Lombardia per l'anno 2016 a titolo di canoni di utenza di acqua pubblica in applicazione dell'articolo 6 della l.r. 29 giugno 2009, n.10. È stata prevista anche un'analisi biennale della qualità delle acque per la verifica dell'eventuale presenza di batteri che possono proliferare alle temperature di esercizio della macchina, come ad esempio la legionella. Per questo motivo ogni due anni è presente un'ulteriore voce di spesa pari a 500 €. Nel decimo anno di funzionamento dell'impianto invece si è considerata una spesa di 2500 € per la manutenzione straordinaria dell'impianto, comprensiva di interventi sulla

pompa e di pulizia del pozzo e di sostituzione dei filtri e di altri componenti minori.

Nella colonna quattro (ΔC Acqua) è riportato il risparmio stimato proveniente dall'uso di acqua di pozzo in sostituzione di quella dalla rete idrica cittadina. Questo valore è stato calcolato considerando un risparmio in termini di volume di acqua di 12 978 m³/anno, come mostrato nel capitolo 3, moltiplicando per il prezzo unitario dell'acqua di acquedotto (0,9 €/m³), attualizzando il tutto anno per anno considerando una variazione del prezzo dell'acqua da rete del 3 %/anno (Fonte AEEGSI).

Nella quinta colonna (EE aux) è stato calcolato il costo aggiuntivo dell'energia elettrica richiesta dall'impianto per il funzionamento dell'elettropompa sommersa. I dati sono stati ricavati moltiplicando le ore di funzionamento della pompa per la potenza media richiesta per il costo unitario dell'energia elettrica (0.178 €/kWh), attualizzando successivamente come mostrato in precedenza tenendo conto di una variazione annua del 4% del prezzo dell'elettricità (Fonte AEEGSI).

Nelle ultime due colonne invece si è provveduto a calcolare il Present Value (PV) ossia la sommatoria dei flussi di cassa per ogni anno e il Net Present Value (Valore Attuale Netto) che stabilisce il valore attuale di un investimento tenendo conto dell'attualizzazione sulla base del tasso di rendimento. Esso è stato calcolato attualizzando i flussi di cassa, anno per anno, utilizzando la formula:

$$w = \sum_{k=1}^n \frac{C_k}{(1 + d)^k}$$

Dove w è il flusso di cassa attualizzato, C_k il flusso riferito all'anno k , d la differenza tra il tasso d'interesse e il tasso di inflazione e k rappresenta l'anno

considerato in un intervallo tra 1 e n dove n è l'ultimo anno considerato di vita utile dell'impianto.

Per completare il calcolo di questo indicatore è stato necessario ipotizzare alcuni parametri: il tasso di rendimento, che rappresenta l'indice di rendimento alternativo per rischio simile, nel nostro caso fissato a 3% e il tasso di inflazione, che rappresenta la variazione del costo del denaro, supposto costante negli anni e pari all' 1%. Dalla differenza di questi due fattori si ottiene "d" utilizzato nel calcolo del NPV.

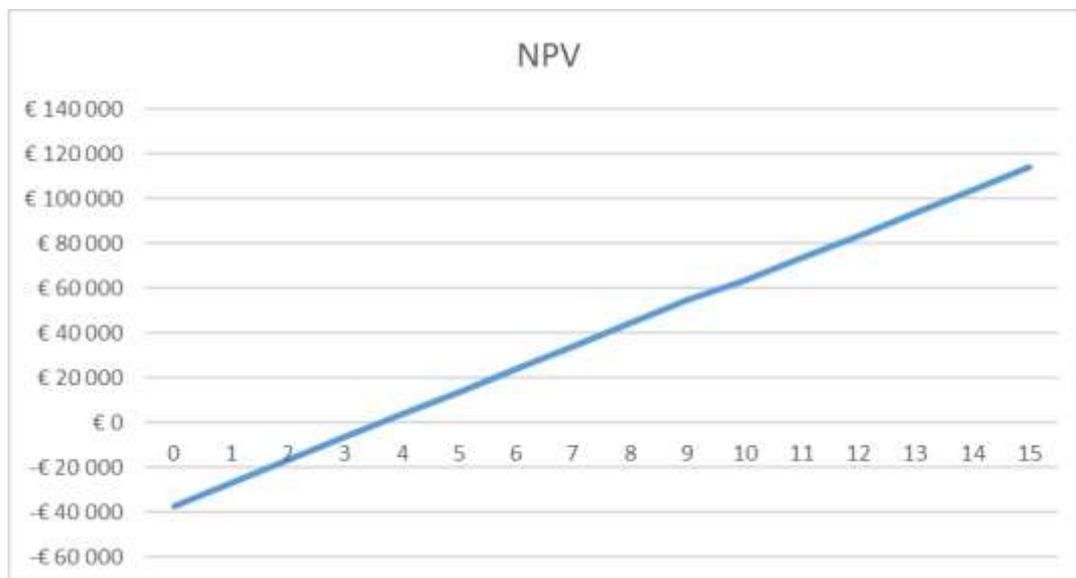


Figura 28 – Andamento del NPV

Dal grafico si può anche risalire al Payback time ossia all'anno nel quale si annulla il NPV (indicato dall'intersezione della curva con l'asse orizzontale) e che rappresenta il momento in cui si è recuperato l'investimento iniziale. Nel nostro caso si ottiene un valore di circa tre anni, un risultato incoraggiante e che dimostra la convenienza della soluzione scelta.

Infine è stato calcolato come ultimo indicatore l'IRR (Internal Rate of Return) che rappresenta "il tasso composto annuale di ritorno effettivo che questo genera; in termini tecnici rappresenta il rendimento di un investimento." In

pratica questo valore viene calcolato annullando il NPV. Il risultato ottenuto, IRR = 30% sulla vita utile dell'impianto di 15 anni, è un valore molto alto, giustificato però dal grande risparmio ottenibile. Dal punto di vista economico questo indicatore garantisce la bontà dell'investimento nei confronti di altri investimenti nello stesso settore.

CAPITOLO 4 CONCLUSIONI

Questo studio è nato con lo scopo di ridurre i consumi di acqua potabile destinata al condizionamento delle stazioni della metropolitana, sia attraverso un efficientamento degli impianti, sia attraverso l'individuazione di fonti di approvvigionamento alternative.

Nella prima parte della nostra analisi, quella relativa alla stima dei consumi, siamo riusciti ad individuare in alcune stazioni delle eccessive discrepanze tra i consumi fatturati e quelli stimati. Questa prima fase ha permesso di individuare quelle stazioni (Gambara, Wagner, Abbiategrasso, Cairoli, Udine) in cui i consumi di acqua non sono attribuibili al funzionamento degli impianti, bensì a guasti non meglio identificati all'interno delle stazioni. Da un punto di vista aziendale, individuare le cause di questi consumi inspiegabili potrebbe nel breve periodo abbattere la necessità di acqua in quelle stazioni, riducendo di conseguenza i costi di gestione.

La stazione sulla quale il nostro studio si è però concentrato è stata una di quelle in cui i consumi di acqua fatturati sono stati in linea con le stime. Sono queste stazioni quelle in cui infatti si ha bisogno di trovare soluzioni alternative. L'azione di efficientamento sarebbe stata più ampia e avrebbe coinvolto tutto il sistema di condizionamento: UTA e canali dell'aria in primo luogo. La necessità di garantire il continuo confort all'interno dei locali climatizzati ha però reso impossibile il completo sviluppo dell'analisi. La sostituzione della UTA, ad esempio, non è stata presa in considerazione. Pur essendo una componente

relativamente vecchia dell'impianto, l'ubicazione sfavorevole e, di conseguenza tutte le difficoltà, sia tecniche che burocratiche, legate alla sua sostituzione, hanno fatto sì che i nostri sforzi si concentrassero sul circuito di approvvigionamento dell'acqua di condensazione.

L'ottica dell'azienda infatti prevede che le macchine non siano sostituite, anche nei casi in cui ciò sia consigliato per ottenere un risparmio relativamente ai consumi, fino a che non se ne palesi la necessità tecnica, come ad esempio nel caso di guasto irreparabile. Questa politica è dovuta al fatto che la gestione degli innumerevoli impianti è di per sé complicata e la priorità viene attribuita agli interventi volti a garantire un funzionamento regolare della funzione primaria dell'azienda. Nel momento in cui viene deciso di effettuare interventi più massicci, come nel caso di Cadorna in cui sono state sostituite 2 pompe di calore, si porta avanti un discorso più affine allo scopo di questa tesi, ossia dell'efficiamento energetico, facendo ricorso alle tecnologie più moderne in commercio.

Nel nostro caso ciò non è stato possibile e dunque ci siamo concentrati nel concepire un intervento che fosse meno invasivo possibile, ma che conducesse a un risparmio economico importante e potesse essere replicabile nel maggior numero di stazioni.

Lo studio sulla possibilità di utilizzare acqua di falda anziché quella di rete ha permesso infatti di capire le reali potenzialità di questa soluzione. Da un punto di vista impiantistico non ci sono grosse difficoltà realizzative, oltre ovviamente l'individuazione del luogo ideale per lo scavo dei pozzi. Anche la logica di funzionamento è molto semplice e dovrebbe essere in grado di garantire il corretto funzionamento di tutto l'impianto. Gli indici economici, come PayBack Time ed IRR, sono un'ulteriore conferma della validità di tutto il progetto. Questa soluzione, con possibili modifiche per adattarsi ai vari casi, potrebbe

inoltre essere replicabile in altre stazioni in cui è presente la necessità di ridurre i consumi.

Un caso su tutti potrebbe essere quello di un impianto di condizionamento da 100 kW situato nella stazione metropolitana di Lambrate e adibito al condizionamento di alcuni locali destinati ad uso commerciale. Al momento questo impianto è fermo poiché i locali sono vuoti, nel caso in cui questi vengano venduti ci sarà la necessità di mettere in funzione questo nuovo impianto. In questo esempio anziché l'acqua di falda, potrebbe essere utilizzata l'acqua raccolta nei pozzi di aggettamento; infatti, nella maggior parte delle stazioni della linea 2, la falda alta ha reso necessario creare dei bacini per la raccolta delle acque reflue. Utilizzare l'acqua di questi bacini sarebbe un modo immediato ed economico per sopperire ai propri fabbisogni. Nel caso specifico di Lambrate, la presenza nelle vicinanze di una roggia privata nella quale scaricare le acque, permetterebbe inoltre di non dover prevedere un secondo pozzo per la reimmissione in falda, riducendo ulteriormente i costi di investimento.

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] Schettino T., Tibolla M., “Progetto per la riduzione consumi acqua nelle stazioni metropolitane”, 2013.
- [2] Aermec, “L’aria umida e l’uso del diagramma psicrometrico”, 2002
- [3] Aermec, “Il circuito frigorifero e le macchine per la climatizzazione”
- [4] UNI EN ISO 7730/97
- [5] www.reti.regionelombardia.it, Servizio idrico integrato
- [6] D.lgs, 152/2006 , norme in materia ambientale
- [7] Città Metropolitana di Milano, “L’utilizzo della risorsa idrica sotterranea a fini geotermici nella Provincia di Milano: Normativa, procedure e spunti di riflessione.”
- [8] Ing. Casasso A., Rajandrea S., “Modelli analitici numerici per lo studio della corto-circuitazione termica nei sistemi geotermici open loop”, 2014
- [9] Banks D., “Thermological assessment of open-loop well-doublet schemes: a review and synthesis of analytical approaches”, Hydrogeology Journal, 2009
- [10] www.idrogeologia.net
- [11] www.caleffi.it
- [12] www.oppo.it
- [13] Sala R., “Appunti del corso di Macchine, UNIPV”, 2013

APPENDICE A

COMPUTO METRICO LAVORI

Voce	Descrizione	Totale [€]
Progetto e direzione lavori	Onorario di un ingegnere professionista per la stesura del progetto definitivo, per la direzione dei lavori e responsabile sicurezza	7640
Occupazione suolo pubblico	Occupazione della zona circostante le scale per lo scavo del pozzo	790
Spese amministrative	Richiesta autorizzazione di scavo pozzo e vari adempimenti amministrativi	500
Trivellazione pozzo	Scavo di 2 pozzi 6" di diametro, profondità 40m	8000
Oneri di sicurezza		300
Opere accessorie	Camera di avanpozzo, vasca per la regolazione dello scarico e altre opere	5000
Assistenza edile	Assistenza edile per eventuali piccoli lavori di muratura	2520
Ripristino scala	Pavimento in masselli autobloccanti prefabbricati in calcestruzzo vibrocompresso, prodotti e controllati secondo le norme UNI EN 1338.	124
Tubazioni drenanti	PVC microfessurato, diametro 6", spessore 0.5 mm	968

	PVC liscio, diametro 6", spessore 7.7 mm	710
Filtro	Filtri in acciaio, cestello intercambiabile in acciaio inox - PN40 Corpo in acciaio al carbonio, coperchio in acciaio al carbonio, cestello in acciaio inox, guarnizioni del tipo senza amianto. DN 65mm	260
Elettropompa sommersa	Elettropompa sommersa diametro 4", prevalenza 55m, portata 18m ³ /h	2528
	Manodopera Caposquadra	282
	Manodopera Montatore	242
Inverter	Inverter per elettropompa trifase per potenza di 3 kW	655
Sistema di alimentazione e controllo	Sistema di controllo PLC per la connessione alla rete idrica (Segnale elettrico)	474
	Sistema di controllo PLC per la regolazione della pompa (Segnale pressione)	474
Allacciamento rete elettrica	Manodopera allacciamento al quadro elettrico della pompa e del sistema di controllo	121
Tubazioni	Tubazioni in pead per acqua potabile PE 80 UNI 10910 PN 8 - SDR 17, complete di raccorderia, pezzi speciali, giunzioni, guarnizioni e staffaggi. De 63mm	431
Valvole di ritegno	Valvole di ritegno in ottone a battente, con attacchi filettati tipo gas - PN16 - Corpo in ottone, cappello in ottone, otturatore in ottone, guarnizioni del tipo senza amianto. Sede dell'otturatore in gomma -DN65	201
Sensore di temperatura	sonda temperatura da tubazione con pozzetto	177

Valvola di regolazione	Valvole a 2 vie a otturatore PN 16 con corpo in bronzo o acciaio, servocomando modulante magnetico o elettrico e comando manuale - DN65	1078
Disconnettore rete idrica	Disconnettori in bronzo a zona di pressione ridotta controllabile - PN10 Corpo in bronzo, attacchi flangiati. Temperatura massima di esercizio pari a 65°C.	1197
Saracinesca	Saracinesche in ghisa e ottone a corpo piatto a vite interna - PN10.	199
Elettrovalvola a tre vie	Valvole a 3 vie a otturatore PN 16 con corpo in bronzo o ghisa sferoidale, servocomando modulante magnetico o elettrico e comando manuale. DN: 65	2322
Totale		37190

APPENDICE B

PLANIMETRIA DEI LOCALI INTERESSATI



