

**POLITECNICO DI TORINO**

**Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria  
Energetica e Nucleare**

**Tesi di Laurea Magistrale**

**ANALISI DI PRESTAZIONI E COSTI PER DIVERSE  
METODOLOGIE DI DIMENSIONAMENTO E  
BILANCIAMENTO IDRONICO DI UN ANELLO LIQUIDO  
APPLICATE AD UN CASO REALE.**



**Relatore**

Prof. Marco Carlo Masoero

**Candidato**

Davide Detratti

Dicembre 2019



## *Abstract*

Il presente lavoro di tesi analizza il dimensionamento e l'ottimizzazione di una rete di distribuzione a servizio di un impianto termico, con un approfondimento particolare sul bilanciamento delle portate.

Lo scopo di un impianto termico è quello di garantire l'apporto del vettore energetico richiesto, sia in riferimento al riscaldamento che al raffrescamento, al fine di soddisfare il fabbisogno dell'utenza. La trasmissione di potenza da un terminale verso l'ambiente è direttamente proporzionale alla portata che lo attraversa e il corretto funzionamento di un impianto è quindi strettamente collegato a quello della rete di distribuzione, la quale dovrà garantire che ogni diramazione venga raggiunta dalla corretta portata di fluido termovettore.

L'attenzione crescente al risparmio energetico ha portato, grazie all'introduzione di alcune novità tecniche, alla transizione da circuiti di distribuzione a portata costante, alle nuove reti a portata variabile, nelle quali transita esclusivamente la quantità di fluido necessaria a garantire la potenza richiesta, in tempo reale, dall'utenza.

In queste nuove soluzioni, la necessità di controllare efficacemente le portate di rete ha reso sempre più importante il tema del bilanciamento: un impianto è correttamente bilanciato se in grado di far fluire attraverso i suoi terminali la giusta quantità di fluido per ottenere la potenza termica richiesta. La graduale apertura o chiusura dei dispositivi di regolazione porta a squilibri di pressione tra le diverse zone della rete, influenzando sulle portate circolanti. Pertanto, senza un adeguato bilanciamento, un impianto termico non può offrire accettabili condizioni di comfort.

All'atto pratico, la necessità primaria resta comunque quella di contenere i costi, sia di investimento iniziale per la realizzazione, che di gestione durante il funzionamento.

Tutte queste esigenze rendono interessante la possibilità di ricorrere ad approcci e strumenti diversi per la progettazione di una rete di distribuzione, che permettano di non fermarsi al semplice dimensionamento basato sulle portate nominali, ma che offrano la possibilità di confrontare soluzioni differenti.

L'obiettivo del lavoro è stato quello di identificare la configurazione ottimale di uno specifico circuito idraulico, conciliando i diversi aspetti che ne influenzano la realizzazione sia a livello economico, valutando le spese relative alla costruzione della rete e alla sua gestione, sia per quanto riguarda l'efficacia e la qualità di funzionamento, strettamente collegata al tema del bilanciamento delle portate.



## *Ringraziamenti*

Al Professor Marco Masoero, per la sua grande disponibilità.

Agli Ingg. Elia Cremona e Mattia Tomasoni, per il tempo dedicatomi condividendo le loro conoscenze e per l'aiuto nella stesura di questo elaborato.

Un sentito ringraziamento va anche all'Ing. Domenico Mazzetti, a Simone Parenzan, a Marco Godi e più in generale a tutte le persone incontrate all'interno di Caleffi S.p.A. per avermi accolto fin da subito in un clima estremamente cordiale e sereno, per nulla scontato e davvero importante nell'affrontare questa mia prima esperienza al di fuori di un ambiente didattico.

A tutta la mia famiglia, in modo particolare a Mamma, Papà e a mia sorella Giulia, per il loro incrollabile sostegno e tutti i sacrifici senza i quali nulla di tutto questo sarebbe mai stato possibile.

A mia cugina Elisa, per aver sempre creduto in me, anche quando non l'ho fatto io.

E infine a tutti i miei amici, ai compagni con cui ho condiviso il mio percorso universitario, ai miei coinquilini e a chiunque abbia contribuito, in qualsiasi modo, al raggiungimento di questo traguardo.



## Sommario

<b>1. Introduzione .....</b>	<b>1</b>
<b>2. Generalità sugli impianti termici.....</b>	<b>7</b>
<b>2.1. Sistema di produzione dei vettori energetici .....</b>	<b>7</b>
<b>2.2. Unità terminali.....</b>	<b>8</b>
<b>2.3. Dispositivi di regolazione.....</b>	<b>9</b>
<b>2.4. Rete di distribuzione .....</b>	<b>10</b>
2.4.1. Impianto a portata costante (IPC) .....	11
2.4.2. Impianto a portata variabile (IPV) .....	11
<b>3. Dimensionamento di una rete .....</b>	<b>13</b>
<b>3.1. Perdite di carico .....</b>	<b>13</b>
<b>3.2. Perdite di carico delle tubazioni .....</b>	<b>15</b>
3.2.1. Perdite di carico continue .....	15
3.2.2. Perdite di carico concentrate .....	17
<b>3.3. Perdite di carico dei componenti .....</b>	<b>18</b>
3.3.1. Perdite di carico delle valvole .....	18
3.3.2. Perdite di carico dei terminali di emissione .....	21
<b>3.4. Perdite totali e funzionamento del circuito.....</b>	<b>21</b>
<b>4. Pompe di circolazione.....</b>	<b>27</b>
<b>4.1. Curva caratteristica di un circolatore .....</b>	<b>27</b>
<b>4.2. Punto di funzionamento reale di un circuito .....</b>	<b>28</b>
<b>4.3. Tipologie di circolatori .....</b>	<b>29</b>
4.3.1. Circolatori a giri fissi .....	29
4.3.2. Circolatori a giri variabili.....	31
<b>4.4. Efficienza di un circolatore e potenza assorbita .....</b>	<b>32</b>
<b>4.5. Considerazioni sulla scelta dei circolatori.....</b>	<b>35</b>
<b>5. Dispositivi di bilanciamento.....</b>	<b>37</b>
<b>5.1. Principio di funzionamento .....</b>	<b>37</b>
<b>5.2. Dispositivi per il bilanciamento statico.....</b>	<b>40</b>
5.2.1. Valvole manuali ad orifizio fisso .....	41
5.2.2. Valvole manuali ad orifizio variabile .....	43
5.2.3. Valvole manuali con flussometro .....	43
<b>5.3. Dispositivi per il bilanciamento dinamico .....</b>	<b>44</b>
5.3.1. Stabilizzatore automatico di portata .....	44
5.3.2. Valvola di regolazione indipendente dalla pressione (PICV) .....	46
<b>5.4. Regolazione della pressione differenziale.....</b>	<b>47</b>
5.4.1. Regolatore di pressione differenziale .....	47
5.4.2. Valvola di by-pass differenziale .....	50
<b>6. Analisi di un caso reale .....</b>	<b>53</b>
<b>6.1. Introduzione .....</b>	<b>53</b>

6.2. Descrizione degli edifici .....	54
6.3. Unità rooftop .....	55
6.4. Anello liquido .....	60
6.5. Centrale termica.....	61
6.6. Sistema di pompaggio .....	64
6.7. Allegati .....	66
<b>7. Generalità sul software per lo studio .....</b>	<b>67</b>
7.1. Introduzione .....	67
7.2. Modellazione della rete.....	68
7.3. Simulazioni di funzionamento .....	69
<b>8. Analisi dell'investimento iniziale .....</b>	<b>71</b>
8.1. Strategia di dimensionamento .....	71
8.2. Costo dei componenti .....	72
8.2.1. Tubazioni .....	72
8.2.2. Giunti scanalati.....	74
8.2.3. Giunti di dilatazione .....	75
8.2.4. Coibentazione dei condotti.....	76
8.2.5. Dispositivi di pompaggio.....	78
8.2.6. Manodopera e costi aggiuntivi .....	78
8.3. Calcolo del costo totale e annualizzazione.....	78
8.4. Analisi dei risultati .....	79
8.5. Scelta dei dispositivi di bilanciamento .....	81
8.5.1. Costo d'acquisto dei dispositivi.....	82
8.5.2. Considerazioni sul commissioning .....	83
8.5.3. Costo di investimento finale .....	83
<b>9. Analisi dei costi di pompaggio .....</b>	<b>87</b>
9.1. Simulazione del sistema di pompaggio .....	87
9.1.1. Semplificazione della configurazione gemellare.....	87
9.1.2. Definizione della curva di efficienza .....	88
9.1.3. Definizione della curva caratteristica .....	89
9.2. Simulazione delle strategie di bilanciamento .....	90
9.2.1. Bilanciamento statico .....	90
9.2.2. Regolazione della pressione differenziale .....	91
9.2.3. Valvole di regolazione indipendenti dalla pressione.....	92
9.3. Calcolo dei costi di pompaggio totali .....	92
9.4. Risultati delle simulazioni .....	93
9.5. Costi complessivi e configurazione ottimale .....	96
<b>10. Analisi delle strategie di bilanciamento .....</b>	<b>99</b>
10.1. Definizione di un metodo di confronto .....	99
10.2. Funzionamento a pieno carico.....	100

10.3. Funzionamento a carico parziale .....	102
10.4. Considerazioni finali .....	108
<b>11. Ottimizzazione del sistema di pompaggio .....</b>	<b>115</b>
11.1. Costruzione della caratteristica lineare .....	116
11.2. Costruzione della caratteristica quadratica.....	118
11.3. Analisi dei risultati .....	119
<b>12. Conclusioni .....</b>	<b>123</b>
<b>Bibliografia .....</b>	<b>129</b>



# 1. Introduzione

Il presente lavoro di tesi, svolto presso l'azienda Caleffi S.p.A., analizza il dimensionamento e l'ottimizzazione di una rete di distribuzione a servizio di un impianto termico, con un approfondimento particolare sul bilanciamento delle portate. L'obiettivo del lavoro è stato quello di identificare la configurazione ottimale della rete, conciliando i diversi aspetti che intervengono nella progettazione di un circuito idraulico, sia a livello economico, valutando le spese relative alla costruzione e alla gestione della rete, sia per quanto riguarda l'efficacia di funzionamento.

Lo scopo di un impianto termico è quello di garantire l'apporto del vettore energetico richiesto, sia in riferimento al riscaldamento invernale che al condizionamento estivo, al fine di soddisfare il fabbisogno dell'utenza. La produzione dei vettori avviene grazie ad appositi macchinari, quali ad esempio caldaie o pompe di calore, collocati all'interno della centrale termica dalla quale vengono trasmessi alle unità terminali, che garantiscono il controllo di temperatura e umidità in ambiente, quando anche questo tipo di regolazione è possibile.

Il collegamento della centrale con i terminali è realizzato tramite la rete di distribuzione, composta essenzialmente dalle tubazioni, dal sistema di pompaggio per la circolazione del fluido termovettore e dai vari componenti accessori, in particolare quelli dedicati alla regolazione e al bilanciamento.

Come verrà approfondito nell'elaborato, la trasmissione di potenza, termica o frigorifera, da un terminale verso l'ambiente è direttamente proporzionale alla portata che lo attraversa. Il corretto funzionamento di un impianto è quindi strettamente collegato a quello della rete di distribuzione, la quale dovrà garantire che ogni diramazione venga raggiunta dalla corretta quantità di fluido, sia in condizioni di potenza massima che in caso di parzializzazione.

Nell'impiantistica moderna la progettazione di un circuito di distribuzione presenta delle complicazioni aggiuntive rispetto al passato: la crescente sensibilità al tema del risparmio energetico e alla riduzione delle emissioni ha portato ad un'evoluzione degli impianti di climatizzazione, progettati non più con il solo scopo di garantire il comfort dell'utenza, ma anche di contenere il più possibile i consumi.

Questo obiettivo è reso possibile dall'affermarsi di nuove soluzioni tecnologiche, in particolare macchinari per la produzione di vettori energetici capaci di lavorare anche parzializzando la potenza, come caldaie a condensazione, pompe di calore o macchine frigorifere, unite a nuovi tipi di circolatori che lavorano a numero di giri variabile, adattandosi alla variazione delle portate di rete. L'utilizzo di questi dispositivi, unito all'azione delle valvole di regolazione, permette agli impianti di lavorare erogando

esclusivamente la potenza termica necessaria a soddisfare in tempo reale il fabbisogno dell'utenza.

Tutti questi aspetti hanno portato alla transizione dai circuiti di distribuzione a portata costante, che lavorano mantenendo sempre in circolazione la quantità di fluido necessaria ad erogare la potenza massima, alle nuove soluzioni a portata variabile, nelle quali transita esclusivamente la quantità di fluido necessaria a garantire la potenza richiesta in determinato istante.

La necessità di controllare efficacemente le portate di rete ha reso sempre più importante il tema del bilanciamento: un impianto è correttamente bilanciato se in grado di far fluire attraverso i suoi terminali la giusta quantità di fluido per ottenere la potenza termica richiesta. Nei circuiti a portata variabile, come verrà approfondito, la graduale apertura o chiusura dei dispositivi di regolazione porta a squilibri di pressione tra le diverse zone della rete, influenzando sulle portate circolanti. Pertanto, senza un adeguato bilanciamento, un impianto termico non può offrire accettabili condizioni di comfort.

Si tratta di un argomento relativamente nuovo nel panorama termotecnico italiano, che sta acquisendo importanza soprattutto per impianti di grandi dimensioni, siano essi inseriti in nuove costruzioni o in edifici soggetti ad interventi di riqualificazione energetica, nati per lavorare a portata costante e che vengono aggiornati per funzionare a flusso variabile.

Esistono metodologie diverse per bilanciare una rete di distribuzione, ognuna delle quali prevede l'utilizzo di dispositivi specifici.

Un'ulteriore complicazione è rappresentata dal sistema di pompaggio: negli impianti a portata costante è infatti sufficiente scegliere le pompe in modo tale che siano in grado di mantenere in circolazione la quantità massima di fluido, vincendo la resistenza delle tubazioni e dei vari componenti accessori installati lungo la rete. Negli impianti a portata variabile si rende invece necessario l'utilizzo di dispositivi in grado di lavorare anche nelle varie condizioni di portata parziale. D'altro canto, l'utilizzo di circolatori a velocità di rotazione variabile garantisce un considerevole risparmio dei consumi.

All'atto pratico l'esigenza primaria resta in ogni caso quella di contenere i costi, sia di investimento iniziale per la realizzazione, che di gestione durante il funzionamento di un impianto. Si tratta di due richieste che, in una rete di distribuzione, presentano tendenze opposte: se da un lato è possibile ridurre la spesa iniziale, diminuendo le dimensioni delle tubazioni, dall'altro condotti più piccoli causano un aumento della resistenza che si oppone allo scorrere del fluido termovettore, con conseguente aumento dei consumi del sistema di pompaggio.

Tutti questi aspetti rendono interessante la possibilità di ricorrere ad approcci e strumenti diversi per la progettazione di una rete di distribuzione, che permettano di non fermarsi al semplice dimensionamento basato sulle portate di progetto, ma offrano la possibilità di confrontare soluzioni differenti.

Nel seguente lavoro di tesi si è quindi cercato di studiare come i diversi temi introdotti influenzino il comportamento di una rete, analizzando un caso reale. A tale scopo è stato utilizzato un particolare programma realizzato da Caleffi in collaborazione con Hysopt, società belga che sviluppa e commercializza software per la progettazione di impianti HVAC.

La possibilità offerta dal software di simulare il funzionamento di un impianto permetterà, al termine della fase iniziale di dimensionamento della rete, di verificare la qualità di diverse metodologie per il bilanciamento delle portate.

Di seguito è riassunta l'organizzazione dell'elaborato.

Nel Capitolo 2 verranno introdotti, a livello generale, gli elementi principali che compongono un impianto. Saranno brevemente descritti la centrale termica, adibita alla produzione dei vettori energetici, per poi spiegare il principio di funzionamento delle unità terminali, dei dispositivi necessari al bilanciamento e di quelli per la regolazione della portata. Infine, verranno presentate le due tipologie di reti distribuzione: a portata costante oppure variabile.

Il Capitolo 3 riguarderà il dimensionamento della rete, processo che richiede un'analisi delle perdite di carico, o cadute di pressione, nei diversi punti del circuito. Conoscerne il valore serve essenzialmente a dimensionare le tubazioni ma anche a determinare le caratteristiche dei circolatori da installare in un circuito. Come prima cosa verrà data una definizione fisica di questa grandezza per poi illustrare il procedimento da seguire nel calcolo delle cadute di pressione, che si originano all'interno dei condotti e dei componenti. Sarà anche messo in evidenza come la conoscenza delle perdite di carico sia utile nello studio delle condizioni dinamiche di un circuito al variare della portata circolante.

Il Capitolo 4 illustrerà a livello generale le caratteristiche delle pompe di circolazione, utilizzate per movimentare il fluido termovettore all'interno della rete. Dopo una descrizione delle tipologie e delle caratteristiche principali dei dispositivi sul mercato, verranno effettuate alcune considerazioni relative alla scelta dei circolatori più adatti nelle specifiche situazioni.

Nel Capitolo 5 sarà approfondito il concetto di bilanciamento. Verrà illustrato il principio di funzionamento per mezzo del quale viene bilanciata una rete di distribuzione per poi analizzare i diversi dispositivi presenti in commercio, classificati in base alla modalità di azione e al tipo di controllo che effettuano nel circuito in cui sono inseriti.

A partire dal Capitolo 6, al fine di illustrare come gli aspetti teorici introdotti incidano sul dimensionamento e sul funzionamento di una rete, sarà riportata un'analisi relativa ad un caso reale. Nello specifico si tratta di una struttura composta da due magazzini attualmente in fase di progettazione. In questo capitolo verranno presentati gli elementi principali del progetto per poi concentrare lo studio sul circuito di distribuzione.

Nel capitolo 7 verrà presentato il software Caleffi Hydronic Design (CHD) con il quale sono stati ricavati i dati per l'analisi. Il programma permette di definire il layout di un impianto, calcolando le portate di progetto, dimensionando le tubazioni e i vari componenti accessori della rete di distribuzione, tra cui i dispositivi di bilanciamento. Inoltre, è possibile simulare il funzionamento di un'installazione al fine di valutarne le prestazioni.

Lo studio del caso reale inizierà dal Capitolo 8, nel quale verrà valutato il costo di investimento iniziale per la realizzazione della rete di distribuzione, osservando come la variazione del metodo di dimensionamento, o della strategia di bilanciamento adottata, incida sul valore della spesa complessiva.

Nel Capitolo 9 saranno analizzati i consumi del sistema di pompaggio simulando un anno di funzionamento dell'impianto termico a servizio dei due magazzini, per valutare l'effetto dei differenti metodi di dimensionamento e bilanciamento sul funzionamento dei circolatori. Infine, unendo i dati del capitolo precedente, verrà identificata la configurazione ottimale della rete, conciliando la necessità di contenere i costi di investimento iniziali con l'esigenza di ridurre il più possibile le spese per la gestione.

Nel Capitolo 10, identificata la configurazione ottimale, verrà effettuato un confronto tra le strategie di bilanciamento con l'obiettivo di verificare quale soluzione sia la più efficace. Considerando che lo scopo del bilanciamento è di garantire che ogni terminale sia raggiunto dalla portata nominale, nel capitolo è stato definito un metodo numerico per la comparazione delle diverse strategie, in grado di rappresentare un valido indicatore relativo alla qualità di funzionamento della rete.

Nel Capitolo 11, a conclusione dello studio, verrà posta l'attenzione sul sistema di pompaggio al fine di definire la caratteristica di regolazione dei circolatori che meglio si adatta al caso in esame, valutando l'eventuale risparmio sui consumi.

Infine, nel Capitolo 12, verranno brevemente riassunti e commentati i risultati ottenuti, effettuando alcune considerazioni finali e proponendo degli spunti per dei possibili sviluppi futuri.

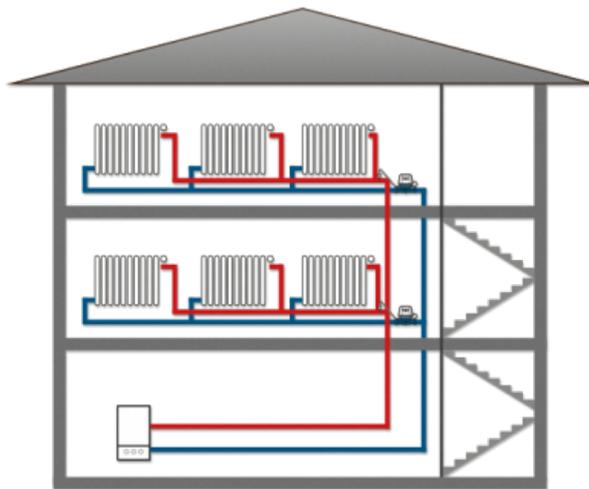


## 2. Generalità sugli impianti termici

Con il termine impianto termico si identifica in genere un sistema integrato di componenti con cui è possibile regolare la temperatura e l'umidità degli ambienti. La finalità è quella di garantire l'apporto del vettore energetico richiesto, sia in riferimento al riscaldamento invernale che alla climatizzazione estiva, al fine di soddisfare il fabbisogno dell'utenza. [1]

Indipendentemente dalla tipologia, in un impianto termico possono sempre essere identificati alcuni elementi principali:

- Sistema di produzione dei vettori energetici;
- Unità terminali, installate in ambiente per il controllo di temperatura e umidità;
- Dispositivi di regolazione, che si occupano di adeguare la potenza emessa dai terminali alle effettive esigenze dell'ambiente;
- Rete di distribuzione, che collega il sistema di produzione alle unità terminali. [1]



*Immagine 2.1 – Schema di un generico impianto termico [2]*

### 2.1. Sistema di produzione dei vettori energetici

I vettori energetici richiesti dall'impianto vengono prodotti all'interno della centrale termica, locale nel quale sono installati i macchinari che generano la

potenza necessaria oltre al sistema di pompaggio, che permette la circolazione del fluido termovettore.

Per la generazione di potenza possono essere utilizzate diverse tecnologie come, ad esempio, caldaie a condensazione, collettori solari termici, generatori a biomasse o pompe di calore. [3]

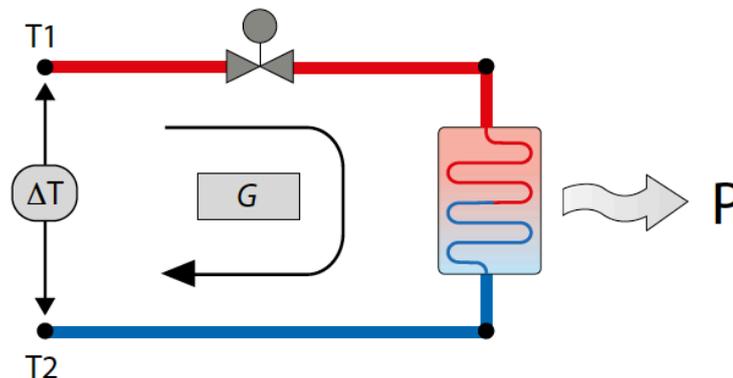


*Immagine 2.2 – Esempio di centrale termica [4]*

## 2.2. Unità terminali

Si tratta di dispositivi che utilizzano una portata di fluido termovettore, generalmente acqua, per controllare l'energia necessaria alla gestione di temperatura ed umidità in ambiente, quando anche questo tipo di controllo è possibile. [5]

Possono essere impiegati sistemi ad irraggiamento, come radiatori e pannelli radianti, oppure a convezione come i ventilconvettori. [3]



*Immagine 2.3 - Schema base di un circuito a servizio di un'unità terminale [6]*

La potenza termica emessa da un terminale può essere espressa come:

$$P = G \cdot c \cdot \Delta T \quad [kW]$$

*Equazione 2.1 - Potenza emessa da un terminale [6]*

Dove:

P = potenza termica emessa dal terminale [kW];

G = portata di fluido termovettore [kg/s];

c = calore specifico del fluido termovettore (generalmente acqua) [kJ/(kgK)];

$\Delta T$  = differenza di temperatura ingresso/uscita dal terminale [K].

Dalla relazione è possibile osservare come l'emissione o sottrazione di calore, fissato il salto termico, sia funzione della portata di fluido termovettore che attraversa un terminale. [5]

### 2.3. Dispositivi di regolazione

In fase di progettazione i terminali vengono dimensionati per fornire, o sottrarre, la potenza massima necessaria a mantenere l'ambiente nelle condizioni di temperatura e umidità prefissate, situazione che identifica il funzionamento a pieno carico.

In realtà, per la maggior parte del tempo, l'impianto si troverà a lavorare in condizioni di carico parziale, dovendo fornire all'ambiente una potenza inferiore rispetto a quella di progetto, che rappresenta il caso più gravoso.

Come osservato dall'equazione 2.1, è possibile parzializzare il carico riducendo la portata tramite appositi sistemi di controllo, classificati in rapporto alla funzione svolta negli specifici punti della rete in cui vengono collocati, distinguendo dispositivi di regolazione o di bilanciamento:



*Immagine 2.4 - Dispositivi per il controllo della portata [5]*

I dispositivi installati nel punto di bilanciamento, di cui in seguito verrà approfondito il funzionamento, hanno il compito di garantire che ogni terminale sia raggiunto dalla portata nominale, definita in fase di progetto mentre quelli nel punto di regolazione hanno lo scopo di adattare in modo continuo la portata alla variazione di carico dell'ambiente. [5]

## 2.4. Rete di distribuzione

Permette il trasporto dei vettori energetici prodotti. Si compone di un circuito primario, in uscita dalla centrale termica, dal quale si diramano uno o più circuiti secondari, che collegano quest'ultimo ai vari terminali installati in ambiente.

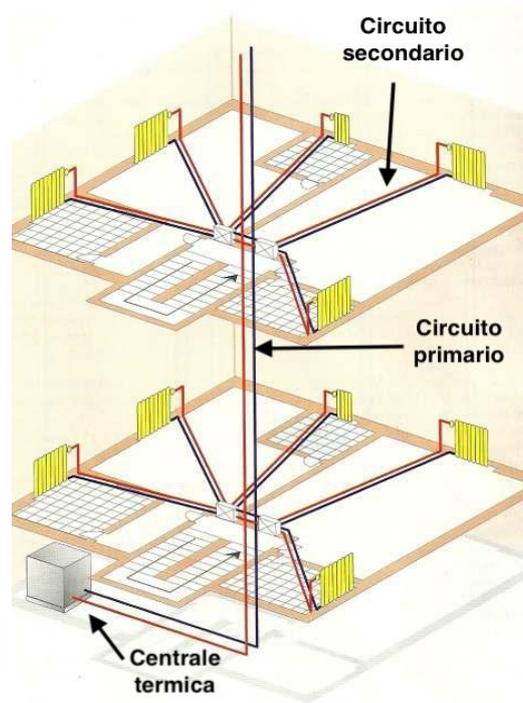


Immagine 2.5 – Rete di distribuzione [7]

Tutti i circuiti secondari, indipendentemente dalla loro complessità, possono essenzialmente essere ricondotti a due particolari schemi di base, in riferimento al meccanismo di variazione delle portate che li attraversano:

- Circuito a portata costante, che funziona mantenendo sempre in circolazione la massima quantità di fluido, cioè quella che serve a garantire la potenza termica, o frigorifera, prevista in fase di progetto;
- Circuito a portata variabile, che funziona mantenendo in circolazione esclusivamente la quantità di fluido necessaria a cedere la potenza richiesta in tempo reale dall'utenza.

### 2.4.1. Impianto a portata costante (IPC)

In questa configurazione la portata circolante nel circuito primario resta invariata. Il funzionamento a carico parziale è realizzato tramite valvole a tre vie che riducono la quantità di fluido diretta ai terminali aprendo progressivamente una via di bypass.

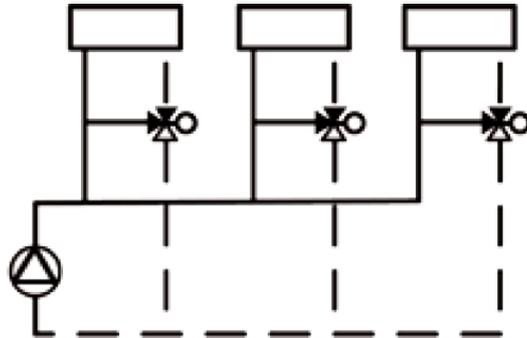


Immagine 2.6 – Impianto a portata costante [8]

Si tratta di una soluzione impiantistica ampiamente utilizzata in passato, soprattutto per garantire il corretto funzionamento delle vecchie pompe di circolazione a giri fissi nelle quali, come verrà illustrato in seguito, variazioni di portata possono portare a problemi di funzionamento della rete [9].

### 2.4.2. Impianto a portata variabile (IPV)

In questo caso la parzializzazione del carico avviene tramite l'azione di valvole a due vie che, aumentando o diminuendo la loro sezione di passaggio, producono una variazione della portata ai terminali. Di conseguenza, l'azione di questi dispositivi modifica la quantità di fluido totale circolante nell'impianto.

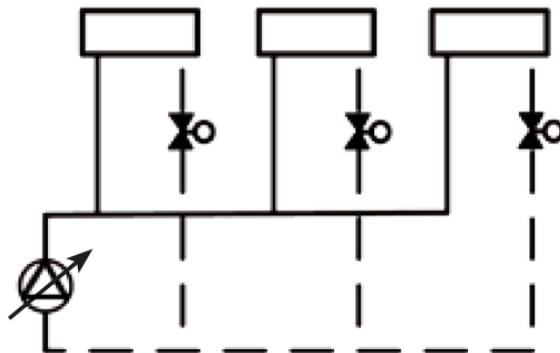


Immagine 2.7 - Impianto a portata variabile [8]

Si tratta di una soluzione impiantistica sempre più utilizzata nell'attuale progettazione, visti i numerosi vantaggi che può portare: le pompe di circolazione funzionano sempre con la portata minima necessaria a cedere la potenza richiesta dall'utenza, con un notevole risparmio energetico rispetto agli impianti a portata costante. Un altro aspetto positivo è dato dalle temperature di ritorno alla centrale termica, basse in inverno e alte in estate, vantaggiose per un corretto utilizzo ed una maggiore efficienza delle caldaie a condensazione e delle macchine frigorifere.

Di contro, il lavoro progettuale richiesto è più impegnativo rispetto agli impianti a portata costante: la continua apertura e chiusura delle valvole di regolazione causa squilibri tra i vari rami della rete rendendo più complesso il bilanciamento dell'impianto che, come verrà illustrato successivamente, consiste nel garantire che ogni terminale venga raggiunto dalla portata nominale, con l'ausilio di appositi dispositivi.

Anche la scelta delle pompe va effettuata con attenzione perché, in questo tipo di impianti, devono essere in grado di funzionare con la corretta prevalenza, in ogni condizione di carico [9].

### 3. Dimensionamento di una rete

La progettazione di un impianto termico prende avvio da uno studio delle caratteristiche dell'edificio a livello di volumetrie, grado di isolamento dell'involucro edilizio, zona geografica di collocazione e destinazione d'uso. Questo permette di definire le tipologie e le potenze dei terminali da installare, ai quali dovrà essere garantita la portata nominale di fluido termovettore per assicurarne il corretto funzionamento.

Note queste informazioni è possibile passare alla progettazione della rete di distribuzione, che collegherà i terminali alla centrale termica, definendone il layout per poi dimensionare tubazioni e componenti accessori.

#### 3.1. Perdite di carico

Il dimensionamento della rete di distribuzione si basa sull'analisi delle perdite di carico, o cadute di pressione, definite come differenze di carico idraulico tra due punti di un circuito.

Per un fluido ideale in moto stazionario permanente, è possibile scrivere l'equazione del trinomio di Bernoulli:

$$p + \rho g z + \rho \frac{v^2}{2} = cost$$

*Equazione 3.1 - Trinomio di Bernoulli [10]*

Dove:

$p$  = pressione [Pa];  
 $\rho$  = densità del fluido [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];  
 $g$  = accelerazione di gravità [ $\text{m}/\text{s}^2$ ];  
 $z$  = quota media della sezione [m];  
 $v$  = velocità del fluido [m/s].

Il valore della costante ricavata dall'espressione prende il nome di carico idraulico:

$$H = p + \rho g z + \rho \frac{v^2}{2} \quad [Pa]$$

*Equazione 3.2 - Carico idraulico [10]*

Questa grandezza assume le dimensioni di una pressione e viene quantificata in Pa, bar o metri di colonna d'acqua.

Nel caso di un fluido reale in moto all'interno di un condotto l'equazione di Bernoulli perde la sua validità, a causa di fenomeni di dissipazione di energia, dovuti agli attriti lungo i tratti rettilinei di tubazione, oppure a modifiche di direzione e sezione di passaggio del liquido.

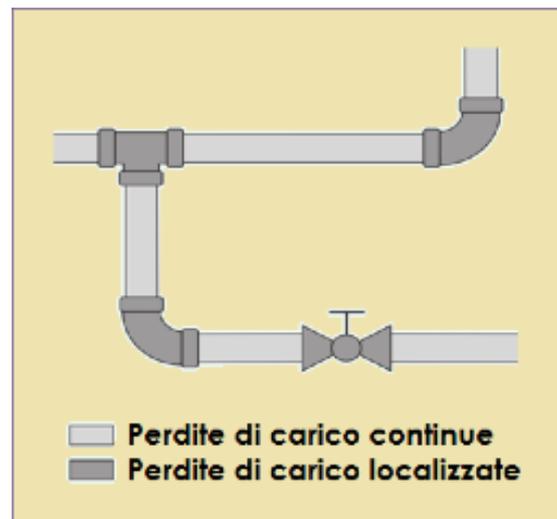
Si creano quindi delle differenze tra due punti di un condotto identificate come perdite di carico idraulico:

$$\Delta H = H_2 - H_1 \quad [Pa]$$

*Equazione 3.3 – Calcolo della perdita di carico [10]*

Possono essere distinte due tipologie di perdite:

- le perdite continue, dovute agli attriti che si generano lungo i tratti rettilinei a sezione costante dei condotti;
- le perdite localizzate, dovute alla presenza di componenti che modificano la direzione o la sezione di passaggio del fluido, quali giunzioni o raccordi tra le tubazioni, ma anche dai componenti dell'impianto come valvole o unità terminali [11].



*Immagine 3.1-Perdite di carico di una rete [12]*

Conoscere il valore serve essenzialmente a dimensionare le tubazioni ma anche a determinare le caratteristiche dei circolatori: come verrà illustrato nel capitolo seguente, la somma delle varie perdite di carico si traduce nella prevalenza complessiva che le pompe devono essere in grado di garantire ai capi del circuito, al fine di mantenere in movimento il fluido termovettore [13].

## 3.2. Perdite di carico delle tubazioni

All'interno delle tubazioni le perdite di carico sono causate sia dagli attriti che si oppongono allo scorrere del fluido che dalla presenza di giunti, raccordi, diramazioni o confluenze che ne modificano la direzione o la sezione di passaggio.

### 3.2.1. Perdite di carico continue

Si verificano lungo i tratti rettilinei dei condotti e sono quantificate tramite il coefficiente di perdita di carico continua unitaria  $r$  [Pa/m], il cui valore dipende da diversi fattori legati tra loro dalla formula:

$$r = F_a \cdot \frac{1}{D} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad \left[ \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right]$$

*Equazione 3.4 - Coefficiente di perdita di carico continua [13]*

Dove:

$F_a$  = fattore di attrito [adimensionale];

$\rho$  = densità del fluido (generalmente acqua) [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];

$v$  = velocità media del fluido [ $\text{m}/\text{s}$ ];

$D$  = diametro interno della tubazione [m].

Il fattore di attrito è funzione del regime di moto del fluido e della rugosità della tubazione: in applicazioni per impianti termici il moto è in genere da considerarsi in regime turbolento, mentre la rugosità dipende dal materiale di cui è composto il condotto.

Per un uso pratico di questa formula è utile sostituire la velocità del fluido con la relativa portata. Le perdite di carico continue, infatti, sono in genere determinate a partire dalle portate richieste nei vari tratti di tubazione, calcolate in fase di progettazione.

La portata volumetrica, per condotti di sezione circolare, è calcolata come:

$$G = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot v \quad \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

*Equazione 3.5 - Portata volumetrica per un condotto a sezione circolare*

Dove:

G = portata volumetrica [ $m^3/s$ ];  
 D = diametro della tubazione [m];  
 v = velocità del fluido [m/s].

Ricavando la velocità dall'espressione precedente e inserendola nella formula per il calcolo del coefficiente r, si ottiene:

$$r = F_a \cdot \frac{1}{D^5} \cdot \rho \cdot \frac{G^2}{\pi^2} \left[ \frac{Pa}{m} \right]$$

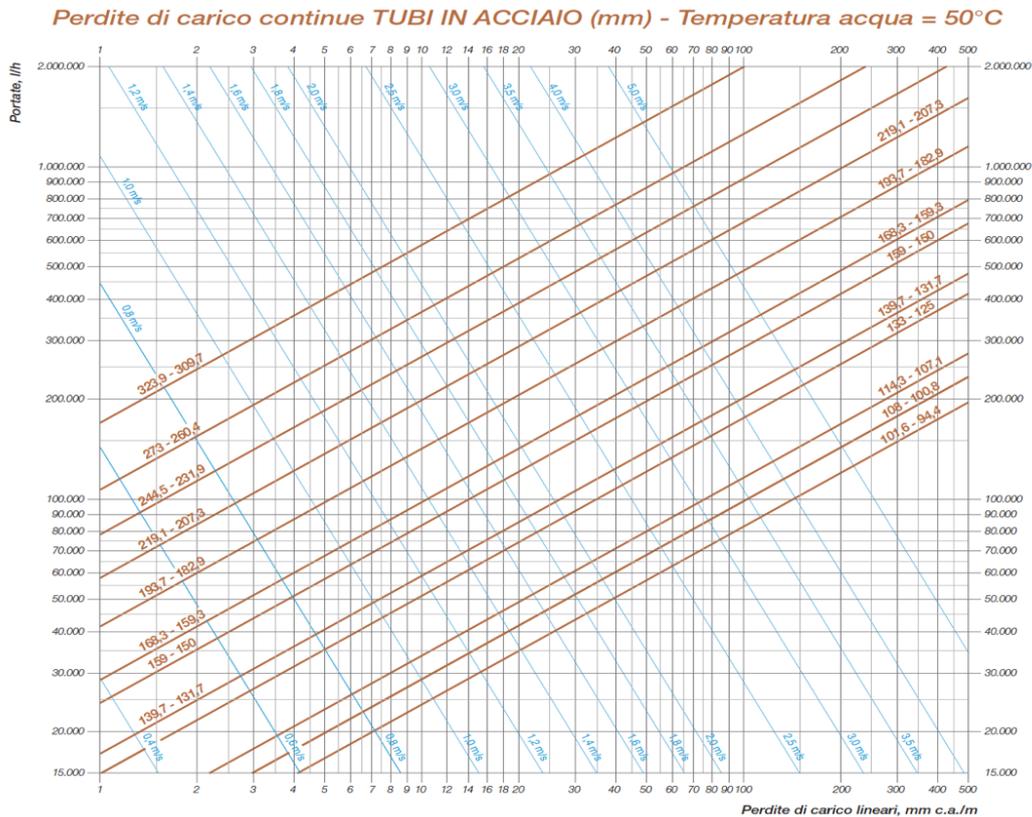
Equazione 3.6 - Coefficiente di perdita di carico continua dipendente dalla portata

Un altro fattore da tenere in considerazione è la temperatura, il cui aumento fa diminuire sia la densità che la viscosità dell'acqua, consentendole di scorrere con maggior facilità, cioè con minori perdite di carico.

La formula appena illustrata può essere utilizzata per implementare tabelle e diagrammi che forniscono le perdite di carico continue in relazione al diametro dei condotti, al materiale di cui sono composti, alle portate e all'intervallo di temperatura in cui si sta operando.

		r = perdite di carico continue, mm c.a./m													G = portate, l/h										v = velocità, m/s					
r	Øe	101,6	108	114,3	133	139,7	159	168,3	193,7	219,1	244,5	273	323,9	Øe	r	Øi	94,4	100,8	107,1	125	131,7	150	159,3	182,9	207,3	231,9	260,4	309,7	Øi	r
		2	G	10.209	12.170	14.317	21.661	24.913	35.303	41.476	60.054	83.994	113.430	154.738			246.228	G	2	v	0,41	0,42	0,44	0,49	0,51	0,55	0,58	0,63	0,69	
4	G	14.790	17.631	20.741	31.380	36.091	51.143	60.087	87.001	121.683	164.326	224.169	356.711	G	4	v	0,59	0,61	0,64	0,71	0,74	0,80	0,84	0,92	1,00	1,08	1,17	1,32	v	4
6	G	18.371	21.900	25.763	38.978	44.830	63.526	74.636	108.066	151.146	204.115	278.447	443.081	G	6	v	0,73	0,76	0,79	0,88	0,91	1,00	1,04	1,14	1,24	1,34	1,45	1,63	v	6
8	G	21.426	25.543	30.047	45.460	52.285	74.091	87.048	126.038	176.282	238.060	324.754	516.767	G	8	v	0,85	0,89	0,93	1,03	1,07	1,16	1,21	1,33	1,45	1,57	1,69	1,91	v	8
10	G	24.141	28.780	33.855	51.221	58.912	83.481	98.080	142.012	198.624	268.231	365.914	582.262	G	10	v	0,96	1,00	1,04	1,16	1,20	1,31	1,37	1,50	1,63	1,76	1,91	2,15	v	10
12	G	26.614	31.727	37.322	56.467	64.945	92.031	108.125	156.555	218.965	295.701	403.386	641.891	G	12	v	1,06	1,10	1,15	1,28	1,32	1,45	1,51	1,66	1,80	1,94	2,10	2,37	v	12
14	G	28.901	34.453	40.529	61.319	70.526	99.939	117.415	170.007	237.780	321.109	438.048	697.047	G	14	v	1,15	1,20	1,25	1,39	1,44	1,57	1,64	1,80	1,96	2,11	2,28	2,57	v	14
16	G	31.040	37.003	43.529	65.858	75.746	107.336	126.106	182.591	255.380	344.877	470.472	748.641	G	16	v	1,23	1,29	1,34	1,49	1,54	1,69	1,76	1,93	2,10	2,27	2,45	2,76	v	16
18	G	33.058	39.409	46.359	70.139	80.670	114.314	134.305	194.462	271.982	367.298	501.058	797.311	G	18	v	1,31	1,37	1,43	1,59	1,64	1,80	1,87	2,06	2,24	2,42	2,61	2,94	v	18
20	G	34.974	41.693	49.046	74.205	85.346	120.940	142.089	205.733	287.747	388.587	530.099	843.524	G	20	v	1,39	1,45	1,51	1,68	1,74	1,90	1,98	2,18	2,37	2,56	2,76	3,11	v	20
22	G	36.802	43.873	51.611	78.085	89.809	127.264	149.519	216.490	302.793	408.906	557.818	887.631	G	22	v	1,46	1,53	1,59	1,77	1,83	2,00	2,08	2,29	2,49	2,69	2,91	3,27	v	22
24	G	38.555	45.963	54.069	81.804	94.086	133.325	156.640	226.802	317.214	428.382	584.386	929.908	G	24	v	1,53	1,60	1,67	1,85	1,92	2,10	2,18	2,40	2,61	2,82	3,05	3,43	v	24
26	G	40.241	47.973	56.434	85.381	98.201	139.156	163.490	236.720	331.087	447.116	609.943	970.576	G	26	v	1,60	1,67	1,74	1,93	2,00	2,19	2,28	2,50	2,72	2,94	3,18	3,58	v	26

Immagine 3.2 – Tabella per la determinazione delle perdite di carico continue valida per tubi in acciaio alla temperatura di 50°C [11]



In fase di progettazione possono essere utilizzate per il dimensionamento della rete: fissato un valore di perdita di carico obiettivo e note le portate di fluido termovettore che scorrono in ogni tratto, è possibile ricavare il diametro delle tubazioni che è necessario installare. [13]

### 3.2.2. Perdite di carico concentrate

Sono dovute alla presenza di componenti speciali che fanno variare la direzione o la sezione di passaggio del fluido e possono essere calcolate tramite la formula:

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad [Pa]$$

*Equazione 3.7 - Perdita di carico concentrata [13]*

Dove:

- z = perdita di carico concentrata [Pa];
- $\xi$  = coefficiente di perdita localizzata [adimensionale];
- $\rho$  = densità del fluido (generalmente acqua) [kg/m<sup>3</sup>];
- v = velocità media del fluido [m/s].

Il valore dei coefficienti di perdita localizzata  $\xi$  può essere calcolato matematicamente, in caso di geometrie semplici, oppure ricavato empiricamente tramite prove di laboratorio.

Anche in questo caso è utile, per la fase di progettazione, sostituire la velocità con la portata volumetrica, ottenendo:

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{16 \cdot G^2}{\pi^2 \cdot D^2} \quad [Pa]$$

*Equazione 3.8 - Perdita di carico concentrata dipendente dalla portata*

Analogamente alle perdite di carico distribuite, anche in questo caso possono essere implementate tabelle e diagrammi per ricavare il valore di  $z$ .

In alternativa, è possibile assegnare alle tubazioni una percentuale di lunghezza aggiuntiva, generalmente compresa tra il 10% e il 30%, per stimare con buona approssimazione l'effetto delle perdite concentrate senza doverle effettivamente calcolare [11].

### **3.3. Perdite di carico dei componenti**

I vari componenti installati all'interno dell'impianto causano delle perdite di carico concentrate che è necessario considerare in fase di progetto.

#### **3.3.1. Perdite di carico delle valvole**

Le valvole sono componenti meccanici che consentono l'intercettazione o la regolazione della portata di fluido termovettore. Svolgono la loro funzione per mezzo di un organo mobile, opportunamente comandato, che modifica la sezione di passaggio del fluido. Questa variazione genera delle perdite di carico concentrate che devono essere opportunamente quantificate [14].

##### **3.3.1.1. Coefficiente di flusso di una valvola**

Il coefficiente di flusso  $K_v$  è un parametro di resistenza idraulica e definisce la portata d'acqua, espressa in  $m^3/h$ , che attraversa una valvola causando una caduta di pressione pari a 1 bar ai capi della stessa [15].

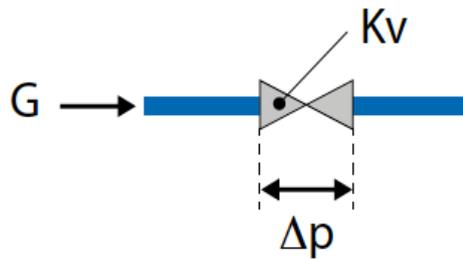


Immagine 3.4 – Coefficiente di flusso di una valvola [6]

Noto il valore di  $K_v$ , tipicamente fornito dai costruttori e che dipende in particolare da forma e grandezza della sezione di passaggio interna, è possibile:

- calcolare la portata che attraversa la valvola, in funzione della caduta di pressione;
- calcolare la perdita di carico concentrata della valvola, in funzione della portata e del coefficiente di flusso;
- dimensionare la valvola in funzione della portata e della perdita di carico che si intende generare [15].

Il coefficiente di flusso è infatti legato ai valori di portata e perdita di carico tramite la formula:

$$K_v = G * \sqrt{\frac{\Delta p_{kv} \cdot \rho}{\Delta p \cdot \rho_w}} \quad \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

Equazione 3.9 -Coefficiente di flusso di una valvola [16]

Dove:

$G$  = portata volumetrica [ $m^3/h$ ];

$\Delta p$  = perdita di carico effettiva generata dalla valvola [bar];

$\Delta p_{kv}$  = perdita di carico di riferimento pari a 1 bar [bar];

$\rho$  = densità del fluido utilizzato [ $kg/m^3$ ];

$\rho_w$  = densità del fluido di riferimento, generalmente acqua [ $kg/m^3$ ];

$K_v$  = coefficiente di flusso della valvola [ $m^3/h$ ].

Considerando che il fluido termovettore negli impianti termici è generalmente acqua e che la caduta di pressione di riferimento è pari a 1 bar, la formula può essere semplificata:

$$Kv = \frac{G}{\sqrt{\Delta p}} \quad \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

*Equazione 3.10 – Formula semplificata per il calcolo del coefficiente di flusso*

### 3.3.1.2. Valvola di regolazione

Gli impianti di riscaldamento e raffrescamento devono essere in grado di regolare l'emissione della quantità corretta di energia termica in funzione dell'effettiva necessità. Il raggiungimento di questi obiettivi è disturbato da diversi fattori, quali variazione della temperatura esterna o variazioni di carico, che devono essere compensati in modo continuativo con l'ausilio di appositi dispositivi di regolazione.

Essi sono in grado di modificare la propria sezione di passaggio, quindi il loro coefficiente Kv, generalmente tramite l'ausilio di un servomotore, adattando la portata alla variazione del carico termico [17].

In fase di progettazione della rete il dato di interesse è il valore del coefficiente di flusso per la valvola completamente aperta, identificato come Kvs e fornito dal produttore nella documentazione tecnica.

Nota la portata di progetto è possibile ricavare, con la formula precedente, la perdita di carico generata da questi componenti:

$$\Delta p_{v,regolazione} = \left( \frac{G_{progetto}}{Kvs} \right)^2 \quad [Pa]$$

*Equazione 3.11 - Perdita di carico di una valvola di regolazione*

### 3.3.1.3 Valvola di bilanciamento

Come verrà illustrato nel un capitolo 5, le valvole di bilanciamento hanno lo scopo di garantire che ogni terminale venga raggiunto dalla portata nominale. Per ottenere questo obiettivo il dispositivo introduce una caduta di pressione aggiuntiva, al fine di compensare le continue variazioni di prevalenza che si verificano nella rete.

Nota la perdita di carico da generare la valvola di bilanciamento dovrà essere opportunamente regolata. Questa operazione di fatto ne modifica la sezione di passaggio, variando il suo coefficiente di flusso in modo da ottenere il fluire della portata nominale.

$$Kv_{v.bilanciamento} = \frac{G_{progetto}}{\sqrt{\Delta p_{v.bilanciamento}}} \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

Equazione 3.12 - Coefficiente di flusso di una valvola di bilanciamento

### 3.3.2. Perdite di carico dei terminali di emissione

Anche i terminali di emissione, opponendo resistenza al passaggio del fluido, generano perdite di carico all'interno dei circuiti, il cui valore è solitamente fornito dai costruttori all'interno delle schede tecniche.

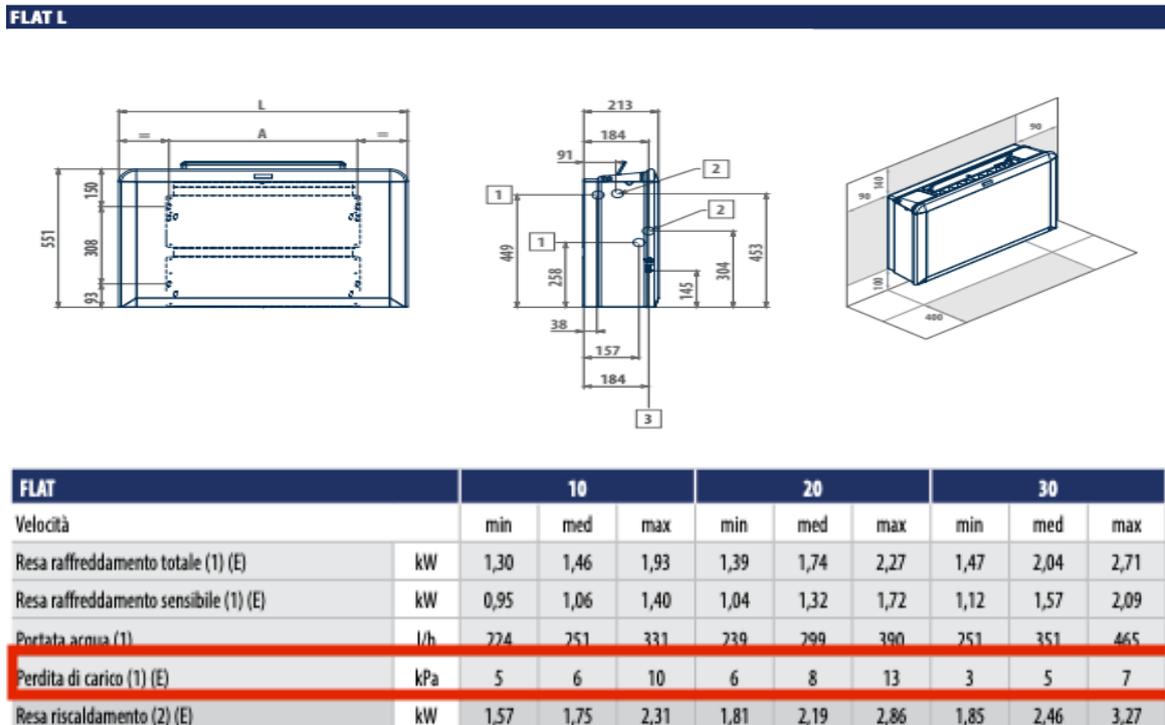


Immagine 3.5 - Esempio di scheda tecnica per un ventilconvettore [18]

### 3.4. Perdite totali e funzionamento del circuito

Oltre al dimensionamento della rete, l'analisi delle perdite di carico è utile anche a studiare il comportamento di un circuito al variare della portata circolante.

A questo scopo possono essere effettuate alcune considerazioni, in riferimento alle formule appena illustrate.

In primo luogo, le perdite di carico dei componenti seguono la legge del coefficiente di flusso  $K_v$  e sono quindi proporzionali al quadrato della portata:

$$K_v = \frac{G}{\sqrt{\Delta p}} \quad \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

$$\Delta p_{componenti} \propto G^2$$

*Equazione 3.13 – Proporzionalità delle perdite di carico dei componenti*

Anche le perdite concentrate delle tubazioni, in riferimento all'equazione 3.8 con cui vengono calcolate, risultano proporzionali al quadrato della portata:

$$\Delta p_{concentrate} \propto G^2$$

*Equazione 3.14 – Proporzionalità delle perdite di carico concentrate*

Per quanto riguarda le perdite di carico distribuite invece, in riferimento all'equazione 3.6 il loro valore dipende anche dal fattore di attrito  $F_a$ , influenzato a sua volta sia dalla rugosità della tubazione che dal regime di moto del fluido. Assumendo, come illustrato in precedenza, che nelle applicazioni impiantistiche il moto sia generalmente turbolento, il fattore di attrito può essere calcolato per mezzo di relazioni semi-empiriche come segue:

$$F_a \text{ (tubi a bassa rugosità)} = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$$

$$F_a \text{ (tubi a media rugosità)} = 0,07 \cdot Re^{-0,13} \cdot D^{-0,14}$$

*Equazione 3.15 – Calcolo dei fattori d'attrito [11]*

Dove:

$F_a$  = fattore di attrito [adimensionale];

$Re$  = numero di Reynolds [adimensionale];

$D$  = diametro interno della tubazione [m].

Ricordando l'equazione per il calcolo del numero di Reynolds:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

*Equazione 3.16 – Numero di Reynolds [11]*

Dove:

$v$  = velocità del fluido termovettore [m/s];

$D$  = diametro interno della tubazione [m];

$\nu$  = viscosità cinematica dell'acqua [ $m^2/s$ ].

Inserendo nell'equazione 3.6 per il calcolo delle perdite di carico continue le espressioni del fattore di attrito e del numero di Reynolds si ottiene:

$$r \text{ (tubi a bassa rugosità)} = 144,12 \cdot v^{0,25} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,75}}{D^{4,75}} \left[ \frac{Pa}{m} \right]$$

$$r \text{ (tubi a media rugosità)} = 32,36 \cdot v^{0,13} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,87}}{D^{5,0,1}} \left[ \frac{Pa}{m} \right]$$

*Equazione 3.17 – Calcolo del coefficiente di perdita continua [11]*

Dalle precedenti relazioni si deduce che le perdite di carico continue sono legate alla portata dalle seguenti proporzionalità:

$$\Delta p_{distribuite} \text{ (tubi a bassa rugosità)} \propto G^{1,75}$$

$$\Delta p_{distribuite} \text{ (tubi a media rugosità)} \propto G^{1,87}$$

*Equazioni 3.18 – Proporzionalità delle perdite di carico continue*

Le perdite totali del circuito, si ottengono dalla somma dei contributi di componenti e tubazioni. Di conseguenza, sulla base delle considerazioni effettuate, è possibile assumere mediamente il seguente legame di proporzionalità:

$$\Delta p_{tot} \propto G^{1,9}$$

*Equazione 3.19 – Proporzionalità delle perdite di carico complessive*

Questo risultato permette di tracciare una curva caratteristica del circuito alla quale apparterrà il punto di funzionamento teorico, identificato dai valori di portata e perdita di carico complessiva calcolati in fase di progetto.

Punti di funzionamento diversi apparterranno alla medesima curva e saranno legati dalla stessa legge:

$$\Delta p_{tot} = k \cdot G^{1,9}$$

*Equazione 3.20 – Espressione della curva caratteristica del circuito*

Il coefficiente  $k$  è la costante del circuito e definisce la forma della curva caratteristica. Se nel circuito varia la prevalenza disponibile è quindi possibile ricavare il nuovo punto di funzionamento, quindi l'effettiva portata circolante.

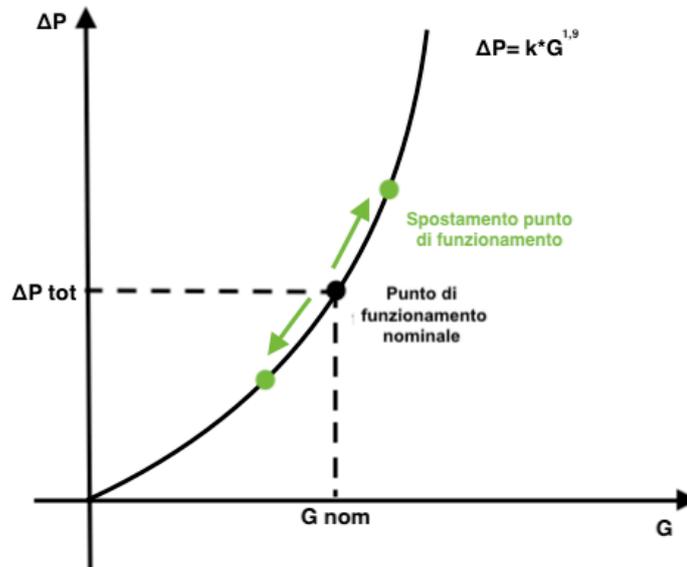


Grafico 3.1- Curva caratteristica di un circuito idraulico

In condizioni differenti dello stesso circuito, ad esempio per diversi gradi di apertura di una valvola di regolazione, la costante del circuito si modifica cambiando di conseguenza la forma della curva. La stessa variazione di portata genera una variazione di perdita di carico minore al crescere del coefficiente  $k$ :

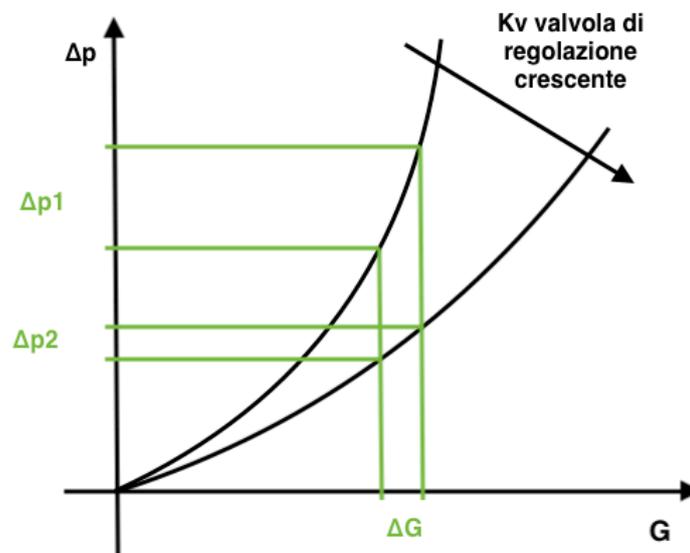


Grafico 3.2 - Variazione della curva caratteristica di un circuito idraulico

Un circuito è più stabile di un altro se per una stessa variazione di perdita di carico si ha una differenza di portata inferiore.

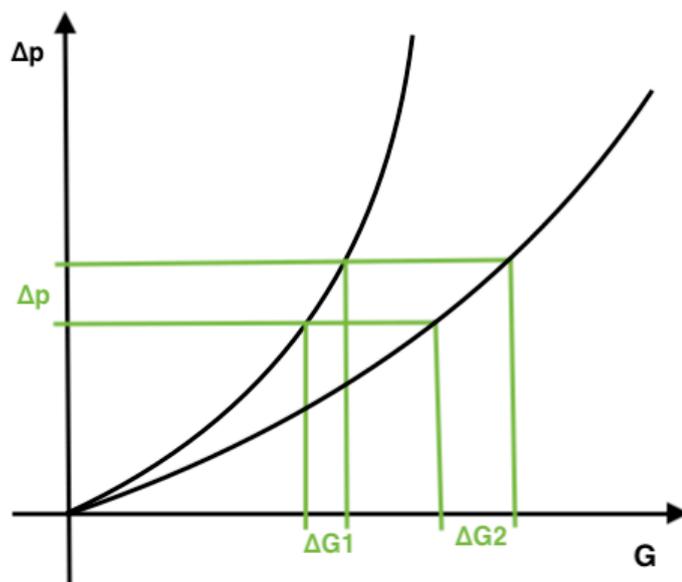
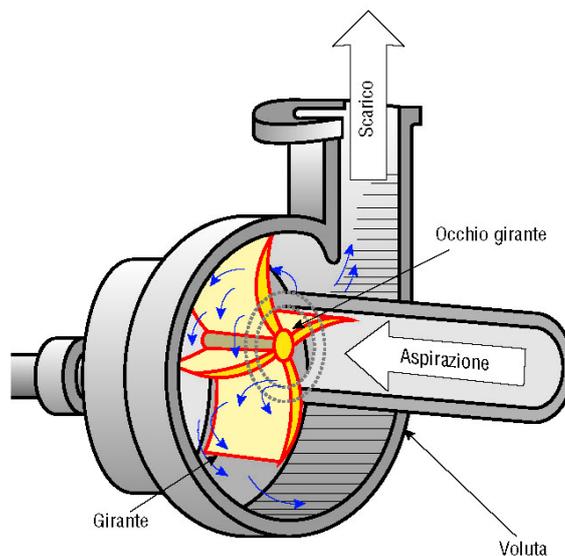


Grafico 3.3 – Stabilità di un circuito idraulico



## 4. Pompe di circolazione

Le pompe a servizio degli impianti termici sono generalmente di tipo centrifugo. Esse sfruttano la rotazione di una girante, azionata da un motore elettrico, per movimentare il fluido termovettore all'interno della rete, vincendo le opposizioni delle perdite di carico [19].



*Immagine 4.1 - Pompa centrifuga [20]*

Grazie al movimento rotatorio, il fluido viene spinto dal centro verso la periferia della girante per effetto della forza centrifuga. In questo modo si genera una depressione vicino alla zona centrale capace di richiamare attraverso la condotta di aspirazione altro liquido [21].

### 4.1. Curva caratteristica di un circolatore

La curva caratteristica di una pompa, determinata in laboratorio, esprime la prevalenza generata dal circolatore in funzione della portata, fissata la velocità di rotazione.

In un circuito chiuso la prevalenza, indicata con la lettera  $H$ , è la differenza di carico idraulico tra mandata e aspirazione della pompa e serve a vincere le perdite di carico della rete di distribuzione.

In una pompa centrifuga la portata varia in maniera inversamente proporzionale alla prevalenza [22].

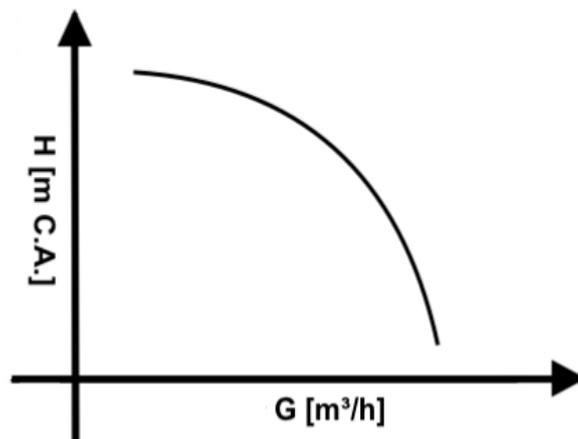


Grafico 4.1 - Curva caratteristica di una pompa centrifuga

## 4.2. Punto di funzionamento reale di un circuito

Le condizioni di funzionamento effettive di un impianto sono possono essere ricavate graficamente dall'intersezione tra la curva caratteristica della pompa e quella del circuito, definita nel capitolo precedente.

Occorre quindi scegliere il circolatore in modo tale che il punto di funzionamento reale si trovi il più vicino possibile al punto teorico, i cui valori di portata e perdite di carico sono stati ricavati in fase di progetto.

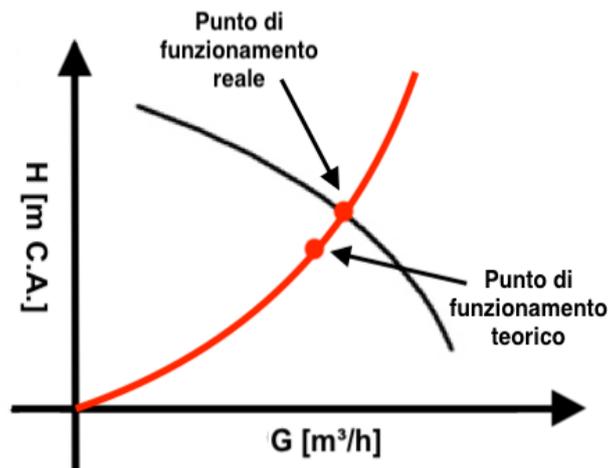


Grafico 4.2 - Punto di funzionamento reale di un circuito idraulico

### 4.3. Tipologie di circolatori

A livello costruttivo è possibile distinguere:

- i circolatori, caratterizzati dall'aver il motore nel corpo pompa e utilizzati in impianti di dimensioni ridotte;
- le pompe a motore ventilato, dove motore e corpo pompa sono nettamente separati tra di loro; utilizzate soprattutto in impianti con portate elevate o in impianti di raffrescamento, per evitare che il calore disperso dal motore sia un ulteriore carico termico da compensare [23].

In base alle necessità di servizio è possibile ricorrere a pompe singole oppure gemellari, per garantire il corretto funzionamento dell'impianto anche in caso di rotture o interventi di manutenzione.

Il principio e le logiche di funzionamento non differiscono tra le due tipologie di dispositivo [23].



*Immagine 4.2 – Esempi di circolatore e pompa a motore ventilato [24]*

#### 4.3.1. Circolatori a giri fissi

In queste macchine, la velocità di rotazione può essere regolata solo manualmente, quindi si manterrà costante in ogni condizione di lavoro del circuito.

All'aumentare del numero di giri, portata e prevalenza elaborati dalla pompa aumentano. Per ogni velocità di rotazione alla quale può lavorare, il circolatore avrà una specifica curva caratteristica:

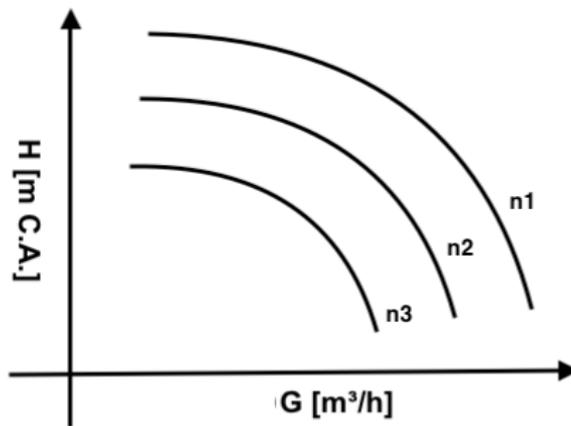


Grafico 4.3 – Curve caratteristiche dei circolatori a giri fissi al variare della velocità di rotazione

Come illustrato in precedenza analizzando le perdite di carico, la curva caratteristica del circuito è definita dall'equazione:

$$\Delta p = k \cdot G^{1,9}$$

Equazione 4.1 - Curva caratteristica di un circuito

Negli impianti a portata variabile, la chiusura delle valvole di regolazione modifica il valore della costante del circuito  $k$ , quindi l'inclinazione della curva. In particolare, il chiudersi di una valvola porta ad una diminuzione del suo coefficiente di flusso  $K_v$ , che a sua volta riduce il valore della costante. Questo provoca lo spostamento del punto di funzionamento reale:

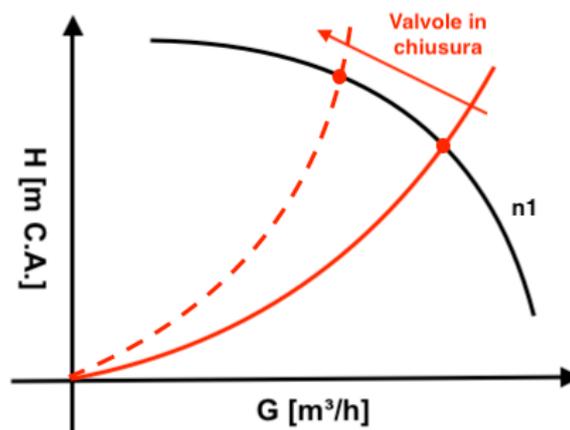


Grafico 4.4 - Punto di funzionamento reale con un circolatore a giri fissi

Il grafico mette in evidenza come il diminuire delle portate, al chiudersi degli organi di regolazione, porti ad un aumento della prevalenza fornita dai circolatori a giri fissi. Se non adeguatamente compensato, questo incremento può causare problemi di rumorosità e trafilamento delle valvole [23].

### 4.3.2. Circolatori a giri variabili

Sono in grado di funzionare tenendo sotto controllo le variazioni delle loro prevalenze al variare delle portate grazie all'utilizzo di motori a rotore magnetico abbinati a regolatori elettronici [23].

Le curve caratteristiche di questi dispositivi sono sostanzialmente di due tipi: a prevalenza costante o proporzionale. Nel primo caso, al diminuire della portata, la prevalenza si mantiene pari al valore massimo mentre, con una curva proporzionale, diminuisce linearmente fino ad un limite di minimo.

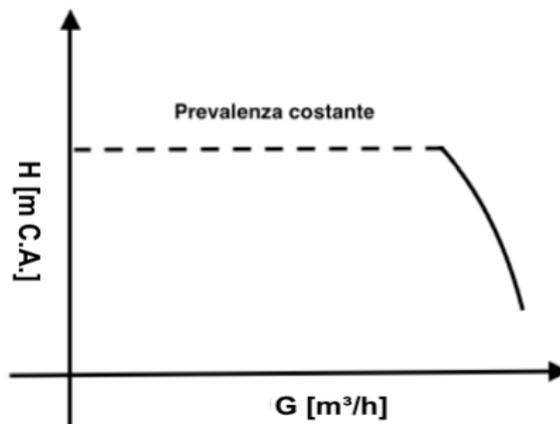


Grafico 4.5 - Curva caratteristica a prevalenza costante

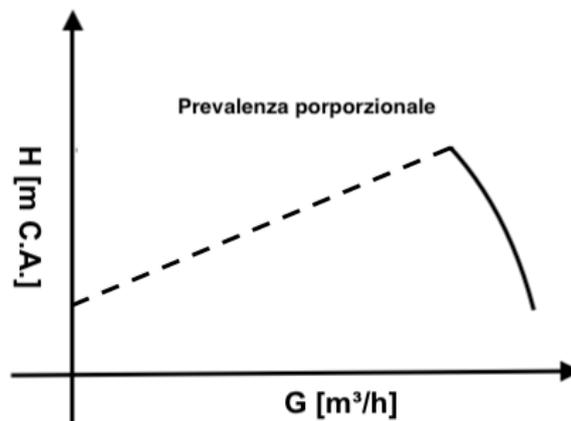


Grafico 4.6 - Curva caratteristica a prevalenza proporzionale

Queste curve sono ottenute riducendo elettronicamente la velocità della pompa, in relazione ad un segnale proveniente da un sensore per la misurazione della pressione differenziale, posizionato lungo il circuito.

Andando a identificare graficamente il punto di lavoro, si osserva come questi tipi di circolatori evitino l'insorgere di prevalenze elevate al diminuire delle portate, migliorando il funzionamento dei dispositivi installati nel circuito:

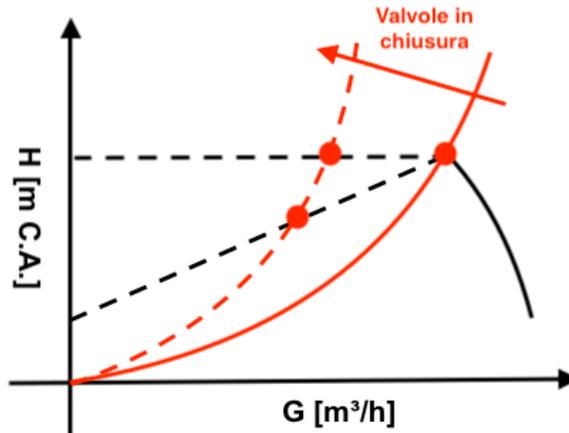


Grafico 4.7 – Punto di funzionamento reale con un circolatore a giri variabili

I circolatori in commercio sono generalmente programmabili, permettendo all'utente di scegliere la curva di funzionamento che meglio si adatta alla specifica configurazione della rete. [23]

In impianti di grosse dimensioni è anche possibile ricorrere ad una programmazione specifica della logica di controllo con cui viene gestita la velocità di rotazione.

#### 4.4. Efficienza di un circolatore e potenza assorbita

Conoscere l'andamento dell'efficienza e della potenza consumata dalle pompe è utile per effettuare delle stime sui costi del sistema in funzione.

La potenza elettrica assorbita da un circolatore può essere calcolata con la formula:

$$P = \frac{\rho \cdot G \cdot H \cdot g}{\eta} \quad [W]$$

Equazione 4.2 - Potenza assorbita da una pompa [25]

Dove:

$G$  = portata volumetrica [ $m^3/s$ ];

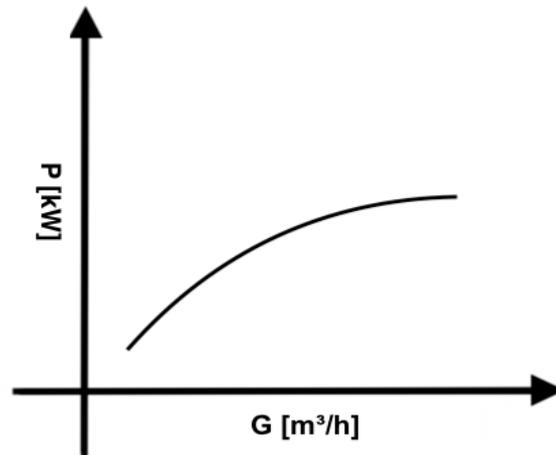
$H$  = prevalenza [m];

$\rho$  = densità del fluido che viene pompato [ $kg/m^3$ ];

$g$  = accelerazione di gravità [ $m/s^2$ ];

$\eta$  = efficienza [adimensionale].

Partendo dalla curva caratteristica a numero di giri fisso è possibile ricavare l'andamento della potenza assorbita in funzione della portata:



*Grafico 4.8 - Potenza assorbita da un circolatore al variare della portata*

L'efficienza di una pompa è definita come il rapporto tra la potenza utile e la potenza elettrica assorbita:

$$\eta = \frac{P_{ut}}{P_{el}}$$

*Equazione 4.3 – Efficienza di un circolatore*

Dove:

$\eta$  = efficienza [adimensionale];

$P_{ut}$  = potenza utile sviluppata dal circolatore [W];

$P_{el}$  = potenza elettrica assorbita dal circolatore [W];

Anche questa grandezza può essere rappresentata al variare della portata [26]:

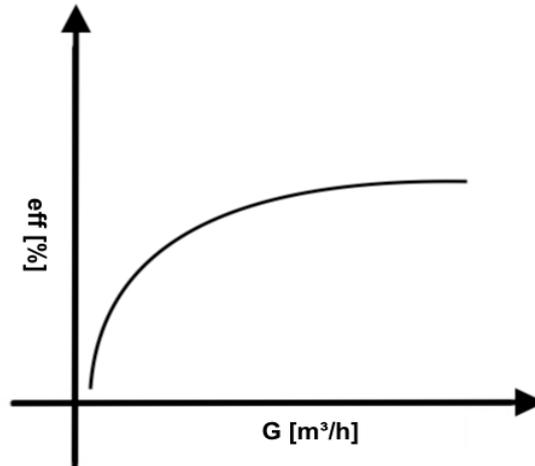


Grafico 4.9 – Efficienza di un circolatore al variare della portata

La conoscenza di questi andamenti permette di effettuare alcune considerazioni aggiuntive sui vantaggi dei circolatori a giri variabili: quando la velocità di rotazione di una pompa cambia, passando da  $n_1$  a  $n_2$ , i valori di prevalenza, potenza e portata, rilevati nelle due condizioni, possono essere collegati tramite le seguenti relazioni:

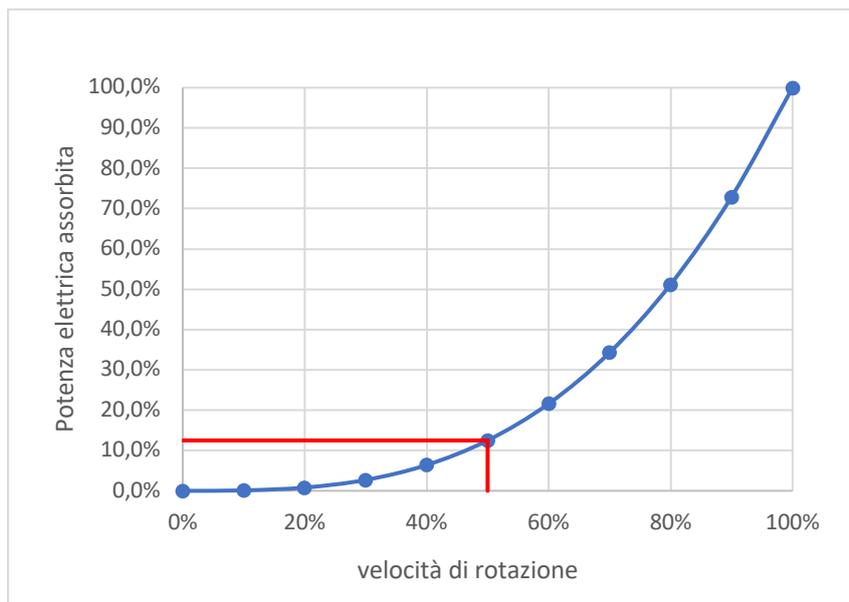
$$G_1 = \frac{n_1}{n_2} \cdot G_2$$

$$H_1 = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \cdot H_2$$

$$P_1 = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \cdot P_2$$

Equazioni 4.4 – Modifica delle condizioni di funzionamento di una pompa [26]

In particolare, dalla terza equazione, è possibile osservare come la potenza assorbita sia proporzionale al cubo della velocità di rotazione. Di conseguenza, dimezzandone ad esempio il valore, la potenza elettrica si riduce fino ad 1/8 del suo valore iniziale:



*Grafico 4.10 – Potenza assorbita da una pompa al variare della velocità di rotazione*

L'adozione di circolatori a giri variabili, all'interno di impianti a portata anch'essa variabile, permette quindi non solo di mantenere sotto controllo gli eccessi di prevalenza, ma di ottenere una considerevole riduzione dei consumi di energia elettrica necessaria per il pompaggio.

## **4.5. Considerazioni sulla scelta dei circolatori**

In un impianto a portata costante è sufficiente scegliere il circolatore in modo tale che la sua curva caratteristica intersechi quella del circuito il più vicino possibile al punto di lavoro teorico, situazione adatta all'impiego anche di dispositivi a giri fissi. Nel passato, inoltre, queste pompe tendevano ad essere sovradimensionate al fine di tutelarsi rispetto alle differenze tra i calcoli teorici e le condizioni di lavoro reali nell'impianto. Questo approccio non portava a gravi sbilanciamenti idraulici in un periodo nel quale l'attenzione ai consumi energetici non era di primaria importanza.

Le attuali esigenze degli impianti a portata variabile rendono invece più complessa la scelta dei dispositivi di circolazione, rendendo necessario l'utilizzo di pompe che dovranno essere in grado di funzionare non solo nel punto di lavoro a portata e prevalenza massima, ma anche in tutte le condizioni di carico parziale.

Di conseguenza, la scelta della caratteristica deve essere effettuata con attenzione, soprattutto ricorrendo a curve proporzionali: in caso di elevata riduzione della portata infatti le pompe potrebbero non essere in grado di

fornire la prevalenza necessaria a garantire che i terminali, soprattutto quelli più lontani dalla centrale termica, vengano raggiunti dalla portata nominale.

Va comunque osservato che i circolatori a velocità variabile non sono di per sé sufficienti a garantire da soli il corretto funzionamento della rete. Essi infatti non sono in grado di tenere sotto controllo le variazioni delle prevalenze di rete, con il rischio che i dispositivi di regolazione si trovino a lavorare con differenziali di pressione troppo alti o troppo bassi. Occorre quindi ricorrere a dispositivi di bilanciamento, opportunamente tarati e installati nelle varie diramazioni dell'impianto.

## 5. Dispositivi di bilanciamento

Un impianto è correttamente bilanciato quando in grado di far fluire attraverso i suoi terminali la giusta quantità di fluido termovettore, necessaria ad ottenere l'emissione di potenza termica richiesta dall'utenza, sia a pieno carico che a carico parziale. Si tratta di una tematica rilevante soprattutto nei circuiti progettati per lavorare a portata variabile, dove la graduale apertura e chiusura delle valvole di regolazione può portare a variazioni del differenziale di pressione nei circuiti, influenzando sulle portate circolanti. Senza un adeguato bilanciamento un impianto non è quindi in grado di garantire condizioni accettabili di comfort termico [27].

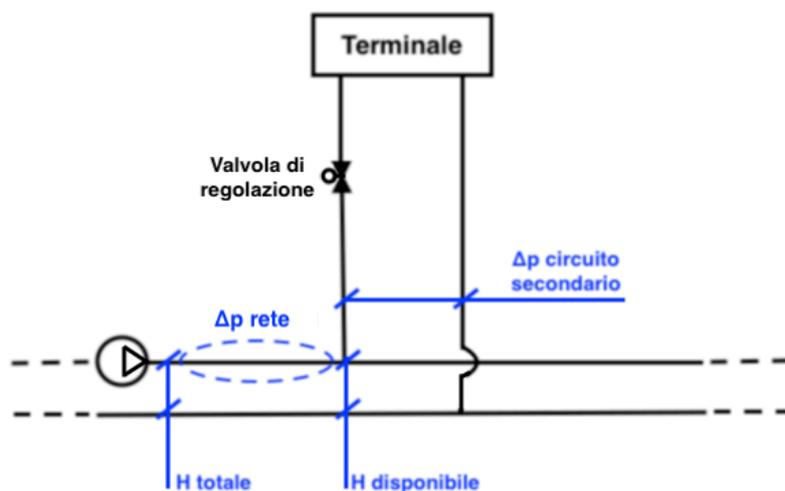
### 5.1. Principio di funzionamento

In un generico circuito secondario, composto da un terminale e da una valvola di regolazione, la caduta di pressione complessiva, al fluire della portata nominale, può essere ricavata come:

$$\Delta p_{\text{circuito secondario}} = \Delta p_{\text{terminale}} + \Delta p_{\text{valvola di regolazione}} + \Delta p_{\text{tubazioni}}$$

*Equazione 5.1 – Caduta di pressione totale del circuito secondario*

I diversi contributi, come illustrato nel capitolo 3, sono calcolati tramite le apposite formule, per quanto riguarda le tubazioni e la valvola di regolazione, mentre per i terminali sono ottenuti generalmente consultando le schede tecniche.



*Immagine 5.1 – Circuito secondario generico collegato alla rete primaria*

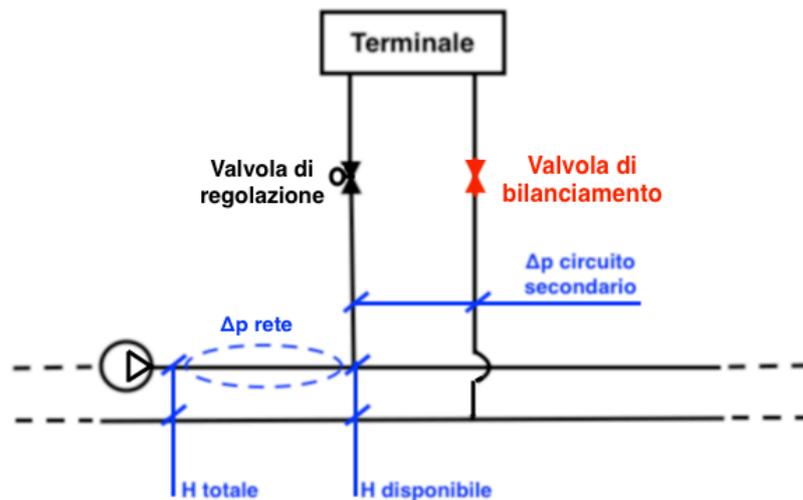
La pressione differenziale disponibile ai capi della diramazione è data dalla differenza tra la prevalenza totale, fornita dalla pompa di circolazione e le perdite di carico, sia continue che localizzate, generate dalle tubazioni, dai raccordi e dai componenti nel tratto di rete compreso tra il circolatore e la diramazione stessa:

$$H_{disponibile} = H_{totale} - \Delta p_{rete}$$

*Equazione 5.2 – Calcolo della prevalenza disponibile ai capi di una diramazione*

Le perdite di carico complessive del circuito secondario sono in genere diverse dalla prevalenza disponibile. Si viene quindi a creare una situazione di squilibrio: il sistema di pompaggio non sempre è in grado di garantire la differenza di pressione necessaria, soprattutto ai terminali più lontani dalla centrale che non riescono quindi a essere serviti con la portata corretta al contrario dei più vicini, soggetti invece a prevalenze maggiori rispetto a quella di progetto.

Lo scopo delle valvole di bilanciamento è di garantire che ogni terminale sia raggiunto dal corretto valore di portata. Questo obiettivo è ottenuto generando una caduta di pressione aggiuntiva, variando la sezione di passaggio dei dispositivi, modificandone di conseguenza il valore del coefficiente di flusso Kv.



*Immagine 5.2 – Circuito secondario con valvola di bilanciamento*

La perdita di carico introdotta è calcolata come differenza tra la prevalenza disponibile e le cadute di pressione complessive del circuito secondario. Noto il suo valore è possibile ricavare il coefficiente di flusso della valvola:

$$\Delta p_{v.bilanciamento} = H_{disponibile} - \Delta p_{circuito\ secondario}$$

$$K v_{v.bilanciamento} = \frac{G_{nominale}}{\sqrt{\Delta p_{v.bilanciamento}}}$$

*Equazioni 5.3 – Calcolo del coefficiente di flusso di una valvola di bilanciamento*

In questo modo le perdite di carico complessive del circuito secondario andranno a coincidere con la prevalenza disponibile. Il punto di funzionamento è quindi definito dall'equazione 3.20 che definisce la curva caratteristica, introdotta nel capitolo 3:

$$H_{disponibile} = k \cdot G_{nominale}^{1,9}$$

*Equazione 5.4 – Curva caratteristica di un circuito secondario*

Negli impianti a portata costante circola sempre la stessa quantità di fluido e i dispositivi di bilanciamento installati si troveranno a lavorare in condizioni stazionarie. Si parla in questo caso di bilanciamento statico, utile per limitare le portate massime circolanti ma che presenta dei limiti negli impianti progettati per lavorare a portata variabile.

Variazioni della portata circolante nel circuito primario modificano infatti il valore delle perdite di carico continue della rete di distribuzione. Di conseguenza, anche la prevalenza disponibile ai capi della diramazione non sarà più costante.

I dispositivi statici sono degli organi fissi, la cui sezione di passaggio, e il relativo coefficiente di flusso, vengono impostati in fase di taratura e possono essere modificati solamente con un intervento manuale. In questa situazione, considerando inizialmente il funzionamento del terminale a pieno carico, con valvola di regolazione completamente aperta, il coefficiente  $k$  che definisce la forma della curva caratteristica rimane costante.

La variazione della prevalenza disponibile provoca quindi una modifica della portata, che può essere calcolata secondo l'equazione della curva caratteristica vista in precedenza.

In altre parole, poiché nelle valvole di bilanciamento statico il coefficiente di flusso è costante, esse introdurranno una perdita di carico che dipende dalla portata effettivamente circolante nella diramazione, insufficiente a compensare la variazione della prevalenza disponibile.

Si rende quindi necessario l'utilizzo di sistemi che siano in grado di bilanciare automaticamente la rete al variare delle condizioni di lavoro. Si parla in questo caso di bilanciamento dinamico: i dispositivi dinamici sono in grado di modificare in tempo reale la loro sezione di passaggio, compensando la variazione della prevalenza disponibile.

Il loro utilizzo permette inoltre il corretto funzionamento delle valvole di regolazione. Anche questi dispositivi modificano la propria sezione di passaggio, adattando la portata che attraversa il circuito secondario alla variazione del carico termico.

Una riduzione della quantità di fluido termovettore nella diramazione secondaria comporta una diminuzione delle relative perdite di carico, compensata anche in questo caso dall'azione dei sistemi dinamici.

In questo modo le condizioni operative di ciascun circuito non vengono influenzate dalla chiusura o dalla parzializzazione di altre sezioni dell'impianto [5].

I dispositivi di bilanciamento in commercio sono classificati in base alla modalità di azione e al tipo di controllo che effettuano nei riguardi del circuito in cui sono inseriti. Possono essere divisi in tre categorie principali:

- dispositivi per il bilanciamento statico della portata;
- dispositivi per il bilanciamento dinamico della portata;
- dispositivi per la regolazione della pressione differenziale.

## **5.2. Dispositivi per il bilanciamento statico**

In queste valvole, mediante un otturatore che può essere regolato manualmente, è possibile modificare la sezione di passaggio del fluido termovettore al fine di introdurre una perdita di carico aggiuntiva all'interno del circuito secondario. Tale perdita serve per limitare l'eccesso di prevalenza disponibile dalla rete primaria, in modo che ogni terminale sia servito dalla portata nominale [28].

Come illustrato in precedenza, il bilanciamento statico è legato alle condizioni di funzionamento dell'impianto, quindi, se la prevalenza dovesse cambiare, non potrebbe più essere compensata da queste valvole, essendo appunto degli organi fissi.

Di seguito è riportata una panoramica sui principali dispositivi disponibili in commercio.

### 5.2.1. Valvole manuali ad orifizio fisso

Si regolano agendo su una manopola che comanda il movimento di un otturatore a monte del quale è posizionata una sezione Venturi, la quale permette di misurare indirettamente la portata tramite degli attacchi piezometrici.

Il loro principio di funzionamento può essere illustrato con alcune considerazioni sul moto dei fluidi.

Supponendo che non esista una differenza di quota tra due sezioni di un condotto è possibile semplificare l'equazione di Bernoulli:

$$p + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 = costante$$

*Equazione 5.5 - Equazione di Bernoulli senza quota geodetica [29]*

Dove:

$p$  = pressione [Pa];

$\rho$  = densità del fluido [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];

$v$  = velocità [m/s].

L'espressione mette in evidenza come l'aumento della velocità comporti una riduzione della pressione: questo fenomeno fisico è chiamato effetto Venturi [29].

Se si considera un condotto che presenta una variazione di sezione, è possibile affermare che la portata massica entrante nella prima dovrà essere uguale a quella entrante nella seconda. Considerando, per le applicazioni impiantistiche, l'acqua come fluido incomprimibile l'uguaglianza può essere estesa anche alla portata volumetrica:

$$G = A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 \quad \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

*Equazione 5.6 - Conservazione della portata volumetrica [29]*

Dove:

$G$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ] = portata volumetrica;

$A_{1,2}$  [ $\text{m}^2$ ] = aree delle sezioni di passaggio;

$v_{1,2}$  [m/s] = velocità del fluido.

Un restringimento di sezione porta quindi ad un aumento della velocità del fluido e ad una diminuzione della pressione.

Un dispositivo Venturi permette di misurare la portata conoscendo le pressioni e la variazione dell'area di passaggio tra due punti:

$$\begin{cases} G = A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 \\ p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (v_2^2 - v_1^2) \end{cases}$$

*Equazione 5.7 - Sistema di equazioni per il dispositivo Venturi [29]*

Dalle misurazioni è possibile calcolare il valore di portata, risolvendo il sistema precedente:

$$G = A_1 \cdot \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left( \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right)}} = A_2 \cdot \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left( 1 - \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right)}}$$

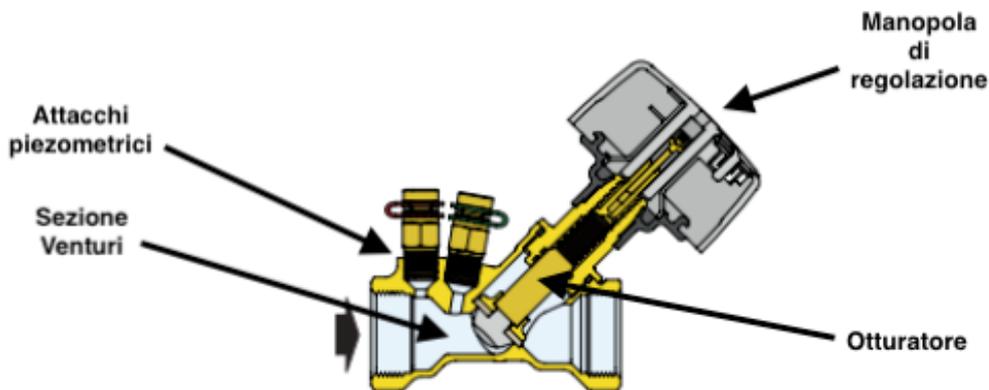
*Equazione 5.8 - Calcolo della portata di un dispositivo Venturi [29]*

La formula ottenuta può essere ricondotta alla relazione che lega portata e perdita di carico tramite il coefficiente di flusso Kv:

$$G = Kv \cdot \sqrt{\Delta p} \quad \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

*Equazione 5.9 - Espressione semplificata per il calcolo della portata*

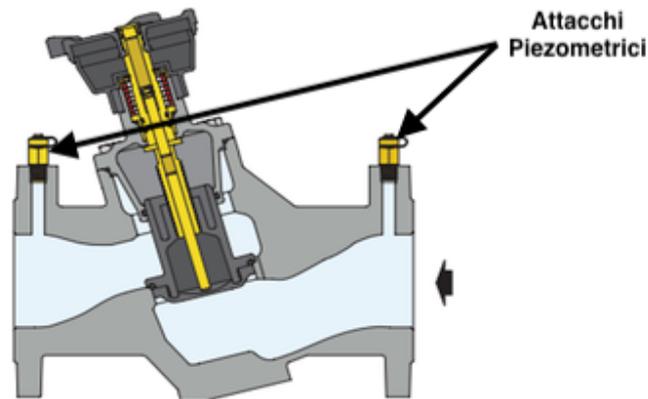
Sarà quindi sufficiente misurare la differenza di pressione, per mezzo degli attacchi piezometrici, moltiplicando la radice del dato ottenuto per il coefficiente Kv della sezione di Venturi, fornito dal costruttore. [27]



*Immagine 5.3 - Vista in sezione di una valvola manuale ad orifizio fisso [30]*

### 5.2.2. Valvole manuali ad orifizio variabile

Il funzionamento è analogo a quello della valvola ad orifizio fisso ma, in questo caso, gli attacchi piezometrici sono posti a monte e a valle dell'otturatore. La sezione avrà quindi geometria variabile e per le misurazioni della portata sarà necessario conoscere la posizione di regolazione e il relativo coefficiente di flusso.



*Immagine 5.4 - Vista in sezione di una valvola manuale ad orifizio variabile [30]*

### 5.2.3. Valvole manuali con flussometro

In questi dispositivi la regolazione avviene agendo su un'asta che comanda un otturatore.

Sono dotate di un flussometro meccanico installato nel corpo valvola che permette di verificare direttamente le portate, senza dover calcolare in fase di progetto la posizione di taratura del dispositivo [5].



*Immagine 5.5 – Esempi di valvole manuali con flussometro [31]*

## 5.3. Dispositivi per il bilanciamento dinamico

I sistemi dinamici sono in grado di adattarsi alle mutevoli condizioni di carico cui viene sottoposto il circuito secondario in cui sono installati, modificando in tempo reale la loro sezione di passaggio per garantire il valore di portata richiesto [5].

A seconda delle diverse condizioni di funzionamento all'interno di un impianto, può essere necessario stabilizzare la portata ad un valore costante oppure avere la possibilità di effettuare una parzializzazione, impiegando diverse tipologie di dispositivi.

### 5.3.1. Stabilizzatore automatico di portata

Indipendentemente dalle condizioni di carico disponibili, permette di mantenere costante ad un valore fisso la portata che fluisce nel circuito in cui è installato.

All'interno del dispositivo è collocata una cartuccia composta da un corpo, da un pistone e da una molla. Il corpo presenta delle aperture laterali come sezione di passaggio: il movimento del pistone, comandato dalla spinta data dalla differenza di pressione ai capi dello stabilizzatore e contrastato dall'azione della molla, modifica l'area della sezione al fine di mantenere la portata costante [32].

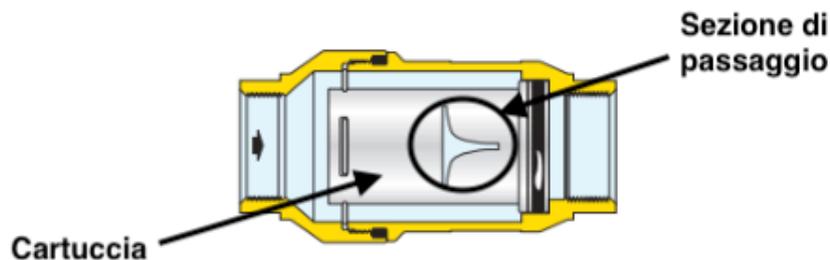


Immagine 5.6 - Vista in sezione di uno stabilizzatore automatico di portata [31]

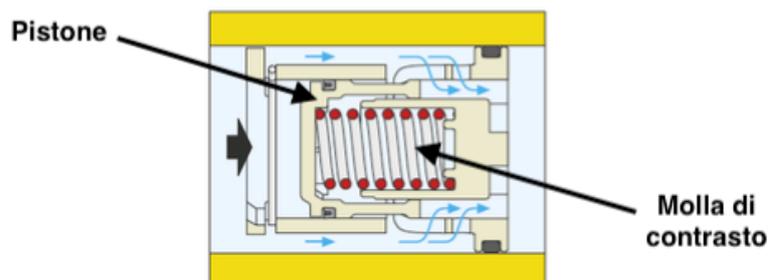


Immagine 5.7 - Funzionamento di uno stabilizzatore automatico di portata [32]

Il loro funzionamento può essere spiegato analizzandone la curva caratteristica.

In particolare, è possibile identificare tre zone di funzionamento: al di sotto del campo di lavoro, la prevalenza disponibile risulta inferiore al valore di pressione differenziale minimo e la forza agente sul pistone non è sufficiente a comprimere la molla. In questa situazione la sezione di passaggio della valvola rimarrà costante, pari a quella massima; il dispositivo si comporterà come un elemento statico, caratterizzato da un valore di  $K_v$  fisso.

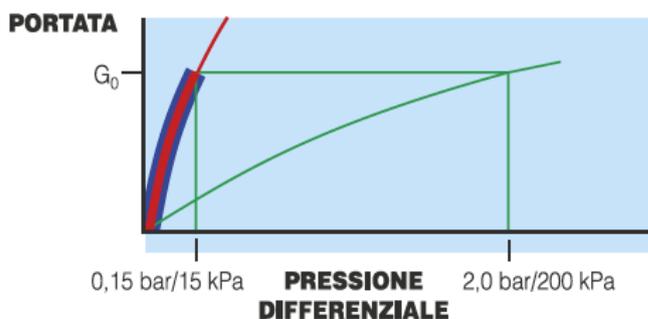


Grafico 5.1 –Stabilizzatore automatico di portata al di sotto del campo di lavoro [31]

All'interno del campo di lavoro, all'aumentare della prevalenza, il pistone comprime la molla modificando progressivamente la sezione di passaggio offerta al fluido. In questo modo il dispositivo mantiene costante la portata ad un valore che dipende dalle caratteristiche costruttive e sarà quindi diverso per differenti geometrie della cartuccia di regolazione.

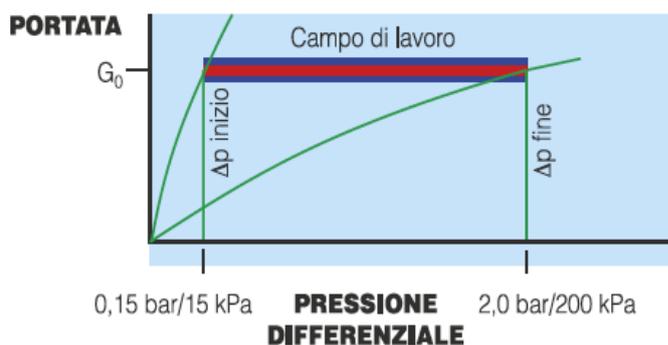


Grafico 5.2 –Stabilizzatore automatico di portata all'interno del campo di lavoro [31]

Infine, superato il campo di lavoro, la pressione differenziale agente sul pistone comprime completamente la molla. La sezione di passaggio sarà pari a quella minima e la valvola si comporterà nuovamente come un dispositivo statico [32].

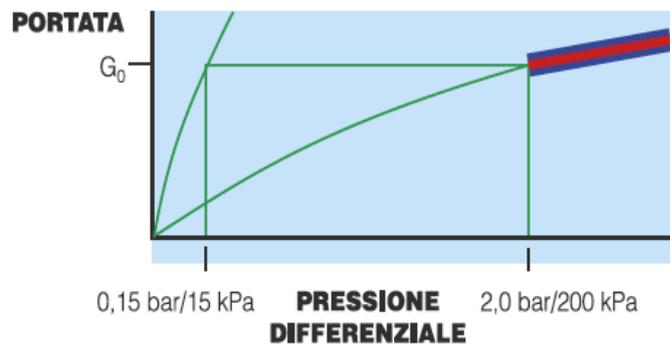


Grafico 5.3 – Stabilizzatore automatico di portata al di sopra del campo di lavoro [31]

### 5.3.2. Valvola di regolazione indipendente dalla pressione (PICV)

A differenza degli stabilizzatori automatici, progettati per consentire il passaggio di un valore fisso di portata in ogni condizione di carico, queste valvole incorporano sia la funzione di bilanciamento che quella di regolazione e sono quindi in grado di modificare le portate indipendentemente dalla pressione differenziale che agisce sul circuito.

Identificate dall'acronimo inglese PICV (Pressure Independent Control Valve), sono composte da uno stabilizzatore automatico che mantiene costante la pressione differenziale agente sulla parte della valvola che si occupa della regolazione [33].

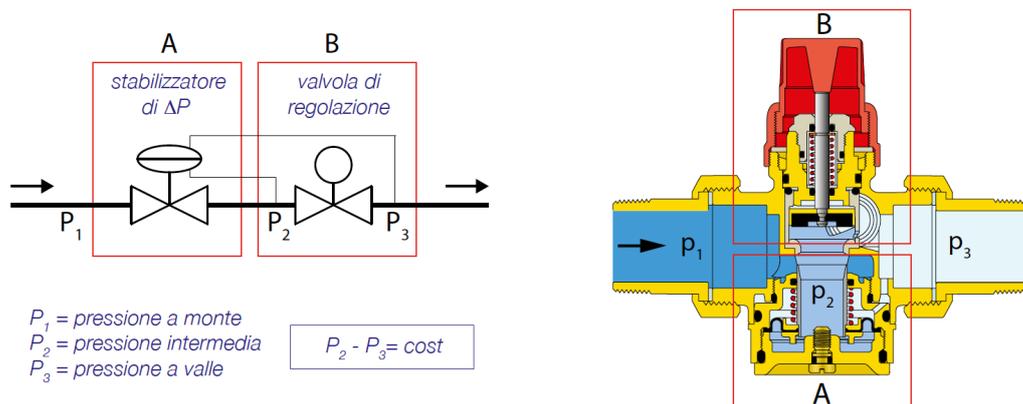


Immagine 5.8 – Schema di funzionamento di una PICV e vista in sezione [33]

Anche in questo caso il loro funzionamento può essere illustrato analizzandone la curva caratteristica. La portata si mantiene costante, come avviene per gli stabilizzatori automatici, con la possibilità aggiuntiva in questo caso di parzializzare il flusso di fluido.

Il dispositivo è in grado di compensare automaticamente sia gli eccessi di prevalenza, provenienti dal circuito primario, sia la diminuzione delle perdite di carico nel secondario, in fase di riduzione della portata.

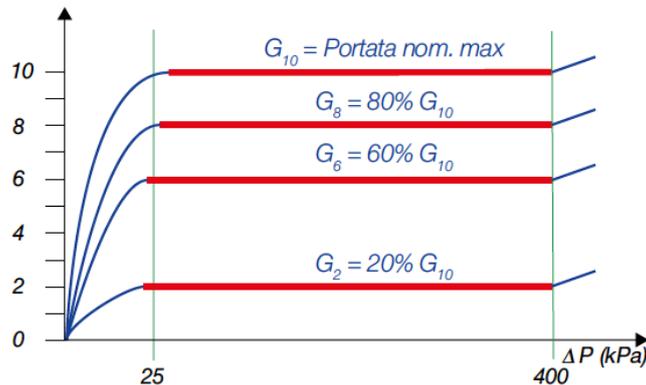


Grafico 5.4 - Curve caratteristiche di una PICV [33]

## 5.4. Regolazione della pressione differenziale

Spesso si rende necessario mantenere sotto controllo la pressione differenziale tra due punti di un circuito, per permettere il corretto funzionamento dei vari dispositivi di regolazione installati.

In passato venivano utilizzate valvole di by-pass differenziale, che avevano anche lo scopo di garantire la circolazione di una portata costante nel circuito primario. Si tratta di una necessità superata con l'introduzione delle pompe a giri variabili che consentono l'utilizzo di una diversa tipologia di dispositivi [34].

### 5.4.1. Regolatore di pressione differenziale

Serve a mantenere costante la differenza di pressione fra due punti di un circuito idraulico.

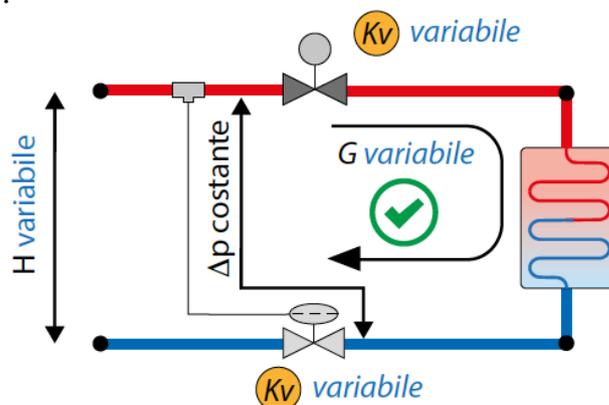


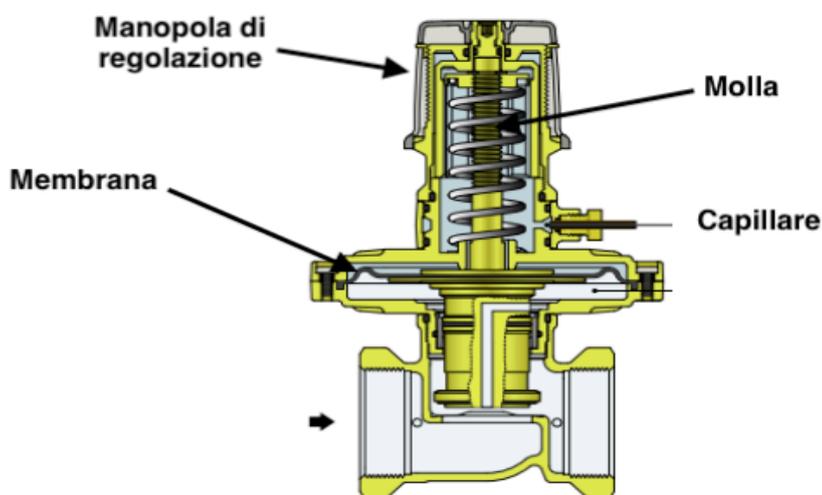
Immagine 5.9 – Funzionamento di un regolatore di pressione differenziale [6]

Il suo funzionamento si basa sull'azione combinata di una membrana equilibratrice e di una molla a spirale che agisce da contrasto.

Il valore di alta pressione viene riportato sulla parte superiore della membrana tramite un tubo capillare, collegato alla tubazione di mandata, mentre il valore di bassa pressione è riportato direttamente sulla superficie inferiore, essendo il dispositivo installato nella tubazione di ritorno.

La differenza di pressione esercita una spinta sulla membrana che tende a far chiudere l'otturatore della valvola, riducendo il passaggio di fluido, fino a quando non si stabilisce una situazione di equilibrio con la contropinta della molla, in modo da garantire il differenziale richiesto.

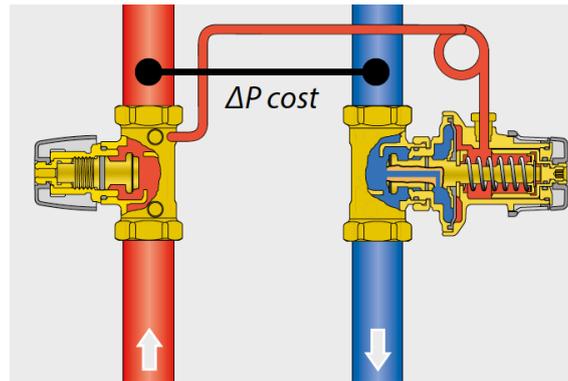
Se la pressione fra le due camere subisce delle variazioni, causate ad esempio dall'apertura o dalla chiusura delle valvole di regolazione, la membrana si estende o si contrae in modo da ripristinare il differenziale di taratura, impostato ruotando una manopola che modifica il precarico della molla [35].



*Immagine 5.10 – Vista in sezione di un regolatore di pressione differenziale [35]*

L'utilizzo di questi dispositivi avviene generalmente in abbinamento ad una valvola di bilanciamento manuale, denominata valvola partner, installata sulla tubazione di mandata e alla quale viene connesso il tubo capillare [36].

Essa assume funzioni diverse in base alla posizione di collegamento con il regolatore: se il capillare è collegato a valle dell'otturatore, la valvola risulta esterna al circuito secondario di cui si sta controllando la pressione.

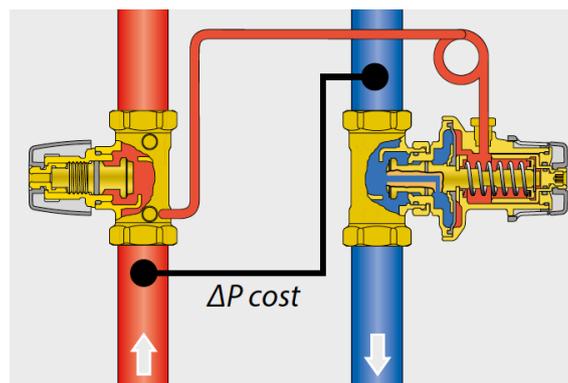


*Immagine 5.11 - Installazione di un regolatore con capillare collegato a valle della valvola partner [36]*

In caso di un aumento della prevalenza che agisce sulla membrana, la perdita di carico introdotta evita di far lavorare il regolatore con l'otturatore troppo vicino alla posizione di chiusura.

Si tratta di una soluzione utilizzata quando i terminali sono già provvisti dei propri dispositivi per il bilanciamento e non necessitano di ulteriori strumenti per la regolazione della portata.

Con il capillare collegato a monte dell'otturatore la valvola partner risulta parte del circuito secondario. Di conseguenza la sua perdita di carico deve essere considerata nella taratura del regolatore.



*Immagine 5.12 – Installazione di un regolatore con capillare collegato a monte della valvola partner [36]*

Questa soluzione viene adottata quando i terminali non sono provvisti di dispositivi per il bilanciamento. In questi casi, le valvole partner sono utilizzabili anche per regolare la portata del circuito in cui sono inserite.

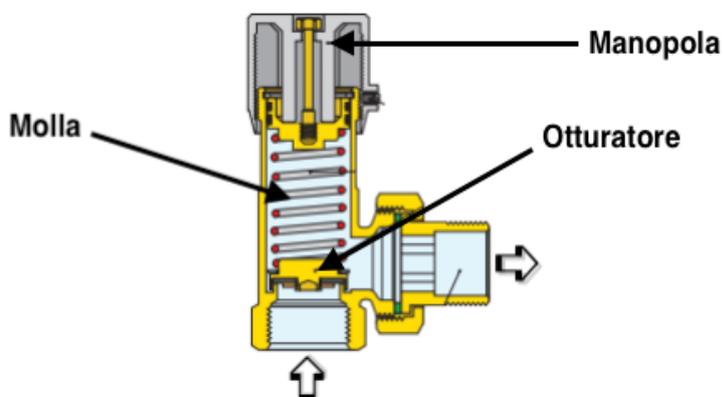
I regolatori di pressione differenziale vengono tipicamente impiegati per bilanciare colonne di impianti a radiatori con valvole termostatiche, derivazioni di zona o derivazioni di rete con terminali di diversi tipi [27].

### 5.4.2. Valvola di by-pass differenziale

Servono a mantenere costante la differenza di pressione esistente tra due punti di un circuito idraulico, aprendo una via di by-pass tra mandata e ritorno.

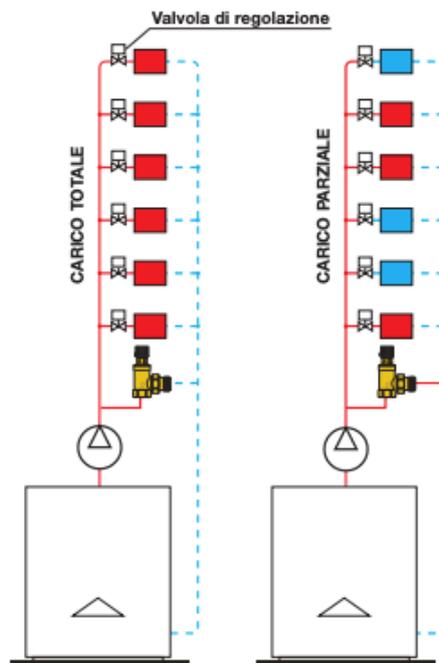
Anche in questo caso il loro funzionamento è basato sul movimento di un otturatore azionato dalla differenza di pressione alla quale si oppone l'azione di una molla di contrasto, il cui precarico è impostato tramite una manopola di taratura [27].

L'otturatore apre la via di by-pass solo quando è sottoposto ad una pressione differenziale in grado di vincere la forza esercitata dalla molla.



*Immagine 5.13 -Vista in sezione di una valvola di bypass differenziale [5]*

L'utilizzo di questi dispositivi limita l'insorgere di pressioni differenziali troppo elevate tra due punti di un circuito, ma soprattutto permette di mantenere pressoché costante la portata nella rete primaria, condizione necessaria per far funzionare correttamente gli impianti dotati di pompe a giri fissi, evitando l'insorgere di prevalenze eccessive al ridursi delle portate [27].



*Immagine 5.14 – Esempio installazione di una valvola di bypass differenziale [37]*



## 6. Analisi di un caso reale

Al fine di illustrare come i vari aspetti introdotti nei precedenti capitoli influiscano sul dimensionamento e sul funzionamento di una rete di distribuzione, nel seguito è riportata un'analisi applicata ad un caso reale.

### 6.1. Introduzione

L'installazione in esame è una struttura composta da due magazzini, attualmente in fase di progettazione e che verrà realizzata nel comune di Trecate (NO).

Gli edifici saranno destinati alla conservazione di merce di lusso e l'impianto installato dovrà essere in grado di garantire un controllo delle condizioni termoigrometriche, in modo continuo nell'arco della giornata e dell'anno. La soluzione scelta prevede l'utilizzo di unità di tipo rooftop per il trattamento dell'aria, posizionate sul tetto degli edifici e che verranno collegate alla centrale termica tramite un anello liquido, o anello d'acqua.

In questo capitolo verranno presentati gli elementi principali del progetto. A seguire, lo studio si concentrerà sugli anelli dei due edifici, con l'obiettivo di ricercare una soluzione ottimale, sia a livello di costi per la realizzazione e gestione dell'impianto che a livello di efficacia durante il funzionamento. La trattazione sarà articolata su più punti in modo da prendere in considerazione tutti gli aspetti teorici fino a qui trattati.

Nella prima parte verrà analizzato il costo di investimento iniziale per la realizzazione della rete di distribuzione, ricorrendo a differenti strategie di dimensionamento e bilanciamento.

Successivamente, nella seconda parte, saranno analizzati i consumi del sistema di pompaggio, che mantiene in circolo il fluido termovettore, simulando un anno di funzionamento dell'impianto per le differenti soluzioni adottate.

Identificata la configurazione ottimale degli anelli, nella terza parte verrà realizzato un confronto tra le diverse strategie di bilanciamento, con l'obiettivo di identificare la soluzione più efficace per il controllo delle portate.

Infine, la quarta e ultima parte riguarderà l'ottimizzazione del sistema di pompaggio, andando a definire la curva caratteristica dei circolatori più adatta a garantire il corretto funzionamento della rete, minimizzando al tempo stesso i consumi di energia elettrica delle pompe.

Tutti i risultati sono ottenuti utilizzando il software di dimensionamento e simulazione Caleffi Hydronic Design, le cui caratteristiche principali verranno introdotte nel capitolo successivo.

## 6.2. Descrizione degli edifici

I due edifici che formano il complesso presentano una volumetria leggermente diversa tra loro e sono provvisti ognuno di una centrale termica dedicata.

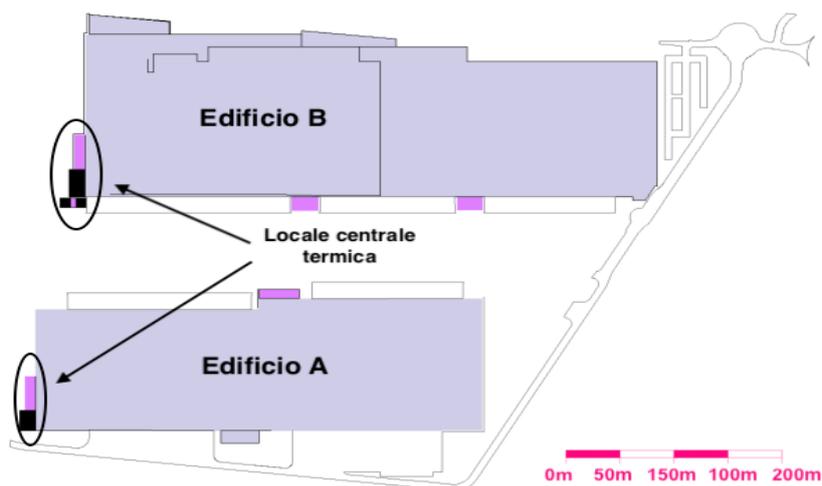


Immagine 6.1- Pianta degli edifici

Le grandi dimensioni delle due strutture rendono necessaria una rete molto ramificata al fine di garantire il controllo delle condizioni ambiente in ogni punto. Per questo motivo è prevista l'installazione di un numero elevato di unità di tipo rooftop sul tetto degli edifici, collegate tra loro per mezzo di un anello d'acqua.

Dividendo la volumetria totale per il numero di unità installate si ottiene il volume teorico di ogni zona che dovrà essere controllata dalla singola macchina.

Edificio A		
Superficie	58.278	$m^2$
Altezza	15	$m$
Volumetria totale	874.170	$m^3$
Rooftop installati	42	unità
Volumetria di zona	20.814	$m^3$

Edificio B		
Superficie	88.162	$m^2$
Altezza	15	m
Volumetria totale	1.322.430	$m^3$
Rooftop installati	44	unità
Volumetria di zona	30.055	$m^3$

Tabella 6.1- Volumetrie degli edifici

Al termine del capitolo sono allegate le planimetrie dei due edifici con lo schema degli anelli d'acqua e dei relativi rooftop.

### 6.3. Unità rooftop

Si tratta di unità autonome reversibili per il trattamento termoigrometrico, la filtrazione e il rinnovo dell'aria. A differenza delle classiche unità di trattamento aria (UTA), non necessitano di essere collegate a generatori per l'alimentazione delle batterie di scambio termico, ma sono dotate, internamente, di una macchina polivalente: un'unità a ciclo inverso in grado di lavorare sia come pompa di calore che come macchina frigorifera, sfruttando opportunamente l'inversione del ciclo termodinamico [38].

In generale, una macchina a ciclo inverso è in grado di trasferire calore da una sorgente a temperatura inferiore ad una a temperatura superiore, spendendo del lavoro fornito dall'esterno [39].

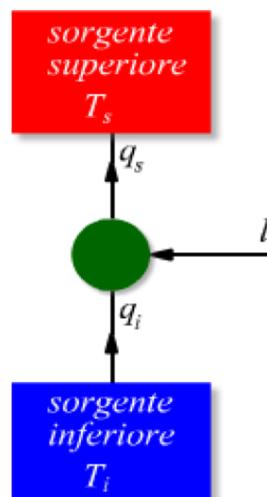
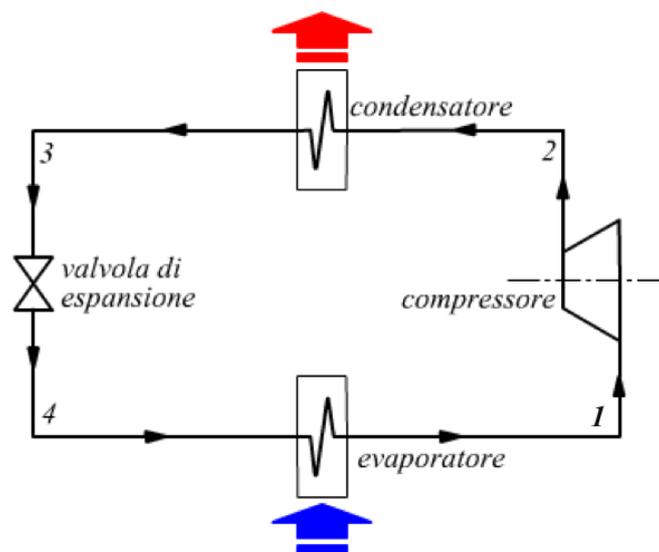


Immagine 6.2- Ciclo inverso [39]

Il riferimento alla macchina come pompa di calore o come impianto frigorifero identifica l'effetto utile prodotto: quando l'obiettivo è asportare calore da un ambiente si parla di macchina frigorifera mentre, se deve essere riscaldato, si parla di pompa di calore. Il principio di funzionamento interno del sistema resta invariato nei due casi.

Una macchina che realizza un ciclo inverso è costituita da quattro componenti fondamentali:

- un compressore;
- due scambiatori di calore (un evaporatore e un condensatore);
- una valvola di espansione.



*Immagine 6.3-Schema di funzionamento di una macchina a ciclo inverso [39]*

I componenti sono collegati tra loro a formare un circuito chiuso, all'interno del quale circola il fluido di lavoro che prende il nome di fluido refrigerante. Si tratta di una sostanza dalle proprietà particolari, delle quali si sfrutta nello specifico la possibilità di evaporare/condensare anche a temperatura ambiente e a pressioni molto basse. Esistono diverse tipologie di fluidi refrigeranti, sia naturali che artificiali [40].

Graficamente, rappresentando il ciclo inverso su un diagramma temperatura-entropia, esso viene percorso in senso "antiorario", opposto rispetto a quello dei processi che hanno come scopo la produzione di lavoro.

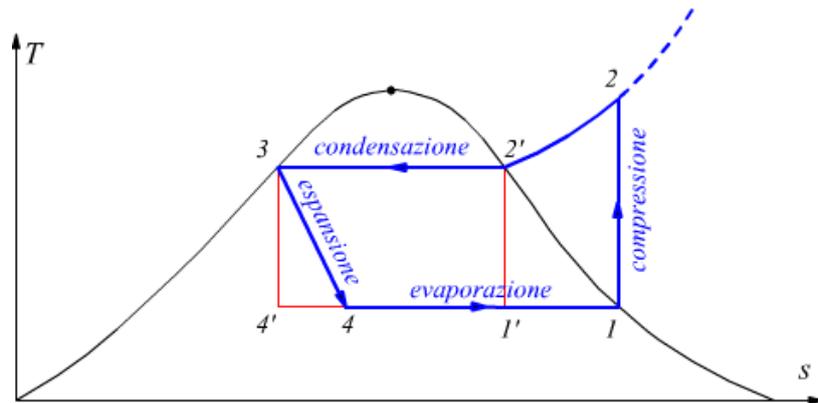


Immagine 6.4-Ciclo inverso nel diagramma T-S [39]

Il vapore saturo del punto (1) viene compresso, spendendo del lavoro meccanico dall'esterno, fino al punto (2). Avviene quindi la fase di condensazione a pressione costante nello scambiatore, cedendo calore all'ambiente a temperatura superiore. Il liquido saturo ottenuto al punto (3) espande nella valvola di laminazione fino al punto (4), dove evapora all'interno del secondo scambiatore, asportando calore dall'ambiente a temperatura inferiore per tornare nelle condizioni di vapore saturo del punto (1).

Nel caso particolare dei rooftop si parla di macchine del tipo aria-acqua, dove uno scambiatore è costituito dalle batterie, che si occupano del trattamento dell'aria ambiente e di quella esterna per il rinnovo, mentre l'altro viene alimentato con acqua tecnica, proveniente in questo caso dall'anello.

Una macchina polivalente è in grado di modificare opportunamente il percorso del fluido refrigerante al suo interno in modo da invertire il funzionamento dei due scambiatori di calore, che possono funzionare sia come condensatore che come evaporatore, a seconda dell'esigenza.

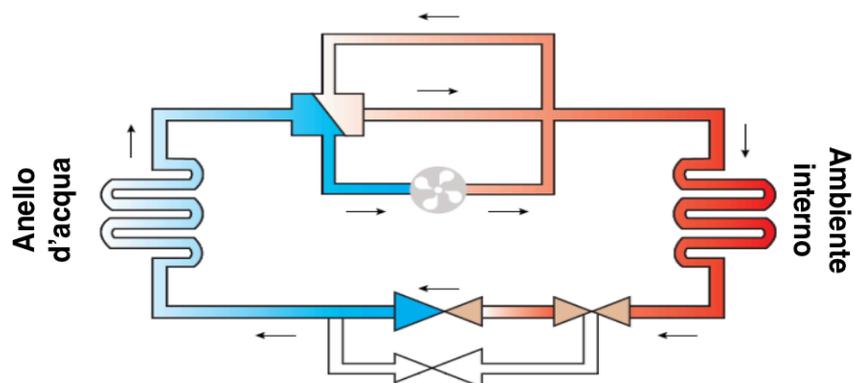
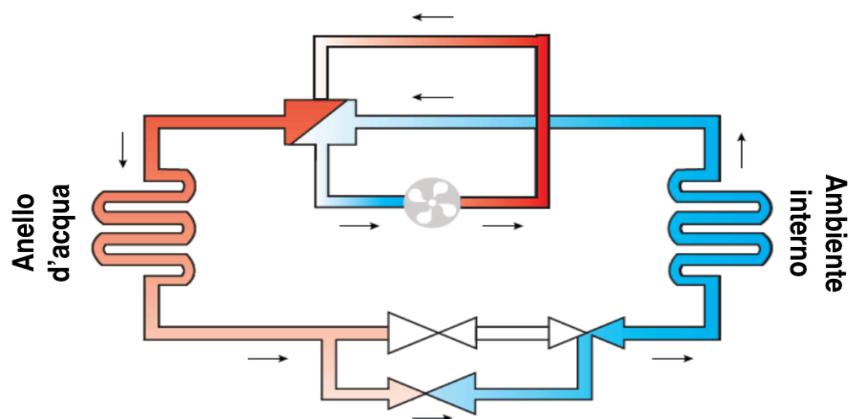


Immagine 6.5 – Funzionamento della macchina polivalente in riscaldamento [41]



*Immagine 6.6 – Funzionamento della macchina polivalente in raffreddamento [41]*

I rooftop andranno quindi alimentati con la corrente elettrica necessaria al funzionamento di ventilatori, delle serrande che convogliano l'aria e del compressore della macchina a ciclo inverso, mentre l'acqua per lo scambio termico proverrà dalla rete dell'anello.

Al termine della fase di analisi dei carichi termici dell'edificio sono state scelte le unità WET2-RTF prodotte dalla società Climaveneta.



*Immagine 6.7 -Unità rooftop [42]*

Di seguito sono riassunti i dati tecnici di interesse per i successivi calcoli di dimensionamento dell'anello:

<b>Rooftop</b>	
Portata aria mandata (m3/h)	30000
Portata aria esterna massima (m3/h)	12000
Portata d'acqua nominale allo scambiatore (m3/h)	29,6
Perdita di carico allo scambiatore con anello (kPa)	33
Kv scambiatore(m3/h)	51,526
<b>Funzionamento in raffrescamento</b>	
Potenza frigorifera massima (kW)	145,8
EER	5,6
Potenza ceduta dal condensatore (kW)	171,8
Temperatura acqua in/out scambiatore (°C)	30/35
<b>Funzionamento in riscaldamento</b>	
Potenza termica massima (kW)	164,6
COP	6,1
Potenza assorbita dall'evaporatore (kW)	137,6
Temperatura acqua in/out scambiatore (°C)	12/8

Tabella 6.2 - Dati tecnici dell'unità rooftop [42]

I valori di EER e COP esprimono l'efficienza della macchina, ottenuta come rapporto tra potenza utile e potenza elettrica consumata, il primo in riferimento al funzionamento come macchina frigorifera, il secondo come pompa di calore.

Il coefficiente di flusso Kv dello scambiatore è stato ricavato con la formula illustrata in precedenza, nota la portata nominale e la perdita di carico prodotta:

$$Kv = \frac{G}{\sqrt{\Delta p}} \quad \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

Equazione 6.1 – Calcolo del coefficiente di flusso

Il numero di unità installate differisce di alcuni elementi tra i due edifici:

<b>Edificio A</b>	quantità
Unità in funzione	33
Unità spare aggiuntive	9
Unità totali	42

<b>Edificio B</b>	quantità
Unità in funzione	25
Unità spare aggiuntive	19
Unità totali	44

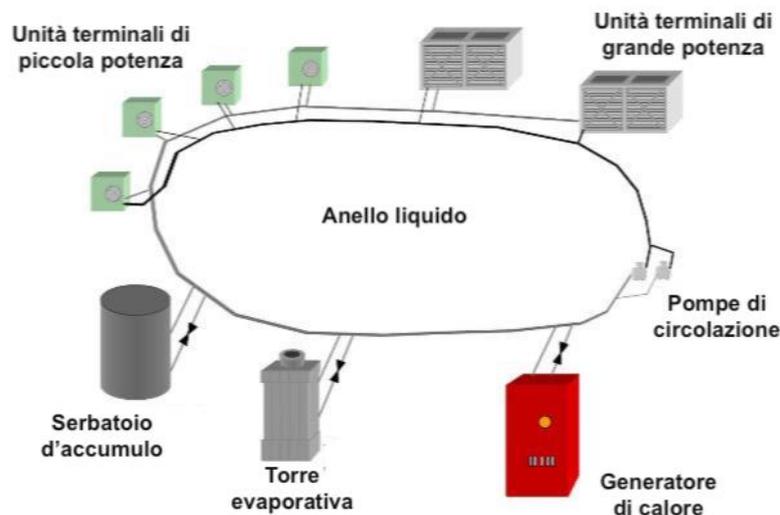
Tabella 6.3 – Numero di rooftop installati nei due edifici

Le macchine definite come “spare”, in verde negli schemi allegati, sono previste per una futura installazione e non saranno inserite durante la costruzione iniziale. Devono comunque essere considerate in fase progettuale poiché l'impianto dovrà essere dimensionato e predisposto anche per questi rooftop aggiuntivi.

Il funzionamento delle macchine a carico parziale avviene tramite una valvola di regolazione che, al variare della potenza richiesta lato aria, controlla la portata d'acqua che attraversa lo scambiatore. L'impianto nel suo complesso si configura quindi come un sistema di distribuzione a portata variabile.

## 6.4. Anello liquido

La soluzione ad anello liquido, o ad anello d'acqua, è composta da due tubazioni, una di mandata ed una di ritorno per l'acqua, che funge da fluido termovettore asportando o cedendo calore alle varie apparecchiature, collegate in parallelo lungo l'anello stesso.



*Immagine 6.8 -Schema di un anello d'acqua e componenti principali ad esso collegati [43]*

L'immagine 6.8 mostra in modo schematico i dispositivi principali che possono essere installati in questa soluzione impiantistica.

La distribuzione dell'energia termica alle varie utenze si basa sull'utilizzo di apparecchiature autonome reversibili, ciascuna delle quali risulta essere al servizio di una ben determinata zona la cui volumetria viene definita in fase di progettazione dell'impianto.

La configurazione ad anello liquido è particolarmente adatta a strutture di grosse dimensioni perché in grado di garantire massima flessibilità nella regolazione ambientale oltre ad assicurare notevoli risparmi energetici. Può accadere infatti che le macchine si trovino a lavorare in modo diversificato, sia in riscaldamento che in raffrescamento, in parti diverse dell'edificio; situazione che si verifica spesso nelle mezze stagioni. Questo rende possibile realizzare una compensazione dei carichi termici per la quale il sistema risulta autobilanciarsi a livello termico senza richiedere nessun consumo di energia per il suo funzionamento se non quella necessaria per l'azionamento delle pompe di circolazione dell'acqua nell'anello.

Qualora invece non fosse possibile realizzare la compensazione, è necessario ricorrere ad un generatore di calore, per reintegrare il fabbisogno termico, o di una torre evaporativa per smaltire gli eccessi di calore.

Inoltre, è possibile inserire serbatoi d'accumulo dell'acqua che consentono di immagazzinare l'energia termica in determinati periodi per poi reimmetterla successivamente nel circuito [43].

Nello specifico caso in esame, come è possibile osservare dalle planimetrie allegate, gli anelli d'acqua di entrambi gli edifici si suddividono in tre rami lungo i quali sono collegate in parallelo le varie unità rooftop.

Come verrà illustrato descrivendo la centrale termica è inoltre prevista l'installazione di una torre evaporativa.

L'estensione delle reti e il numero di macchine installate differiscono nei due magazzini:

	Anello A	Anello B
lunghezza (m)	3.147	4.038
n° unità rooftop	33	25
n° unità "spare"	9	19
n° unità totali	42	44

*Tabella 6.4 – Dati relativi agli anelli*

## 6.5. Centrale termica

L'utilizzo dell'anello d'acqua è una scelta tecnica molto indicata qualora vi sia la possibilità di effettuare lo scambio termico con acqua di falda, come nel caso del progetto in esame. Quest'ultima infatti, si mantiene a temperatura pressoché costante durante l'anno, in un intervallo compreso tra i 10°C ed i 20°C, che ne consente l'impiego come sorgente fredda, nel caso di

funzionamento come pompa di calore, o come fluido refrigerante al condensatore, in caso di funzionamento come macchina frigorifera [43].

Le centrali, una per ognuno dei due edifici del complesso, includono quindi tutti i sistemi necessari a realizzare lo scambio termico tra l'acqua tecnica in circolo nell'anello e l'acqua di falda, descritti in seguito utilizzando immagini tratte dallo schema unifilare, in allegato al termine del capitolo.

Un sistema di pompe preleva l'acqua di falda da tre pozzi convogliandola verso i collettori di mandata, passando attraverso un sistema di filtraggio.

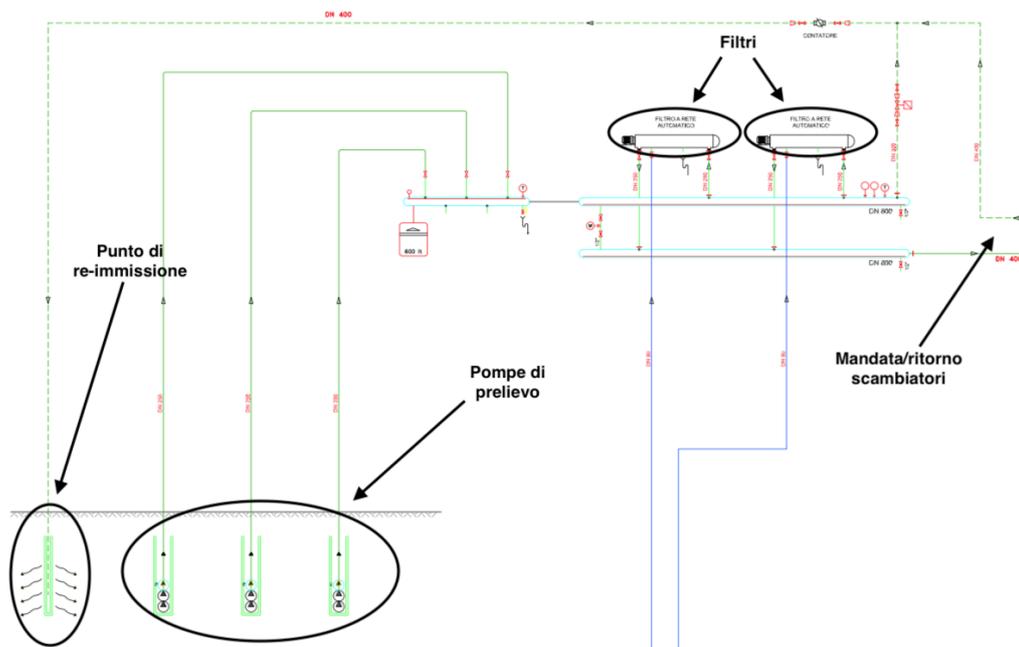


Immagine 6.9 – Particolare dei pozzi di presa/re-immissione e filtri

Essa raggiunge successivamente gli scambiatori a piastre, dove avviene lo scambio termico con l'acqua tecnica dell'anello, per poi essere convogliata nel collettore di ritorno e reimmissa in falda tramite il pozzo disperdente.

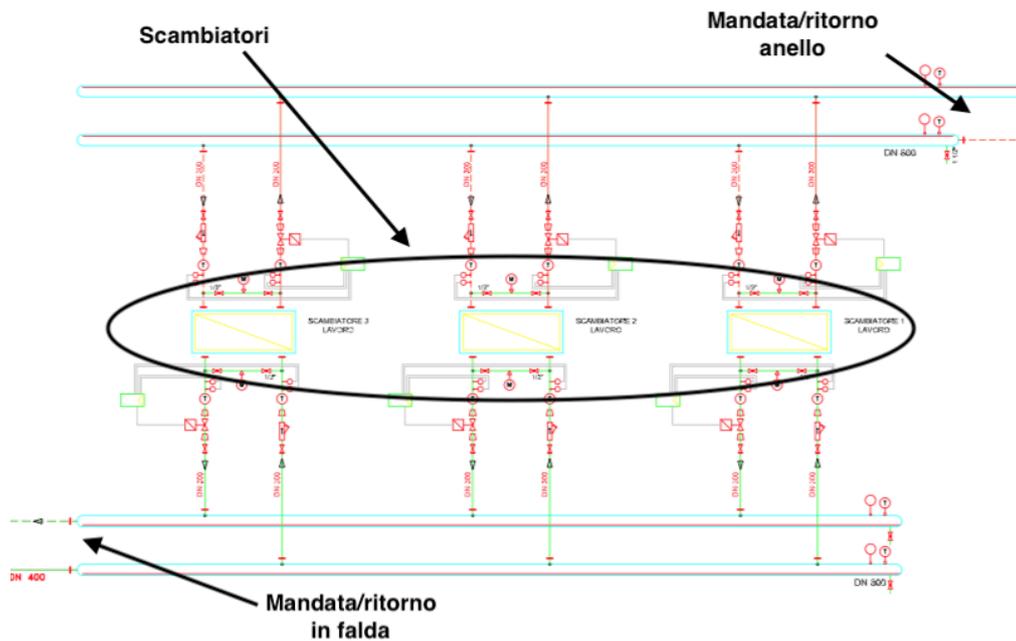


Immagine 6.10 – Particolare degli scambiatori a piastre

L'acqua tecnica della rete ad anello è invece movimentata da un sistema di pompe gemellari dedicato, che la spinge dal collettore di ritorno verso gli scambiatori e infine al collettore di mandata.

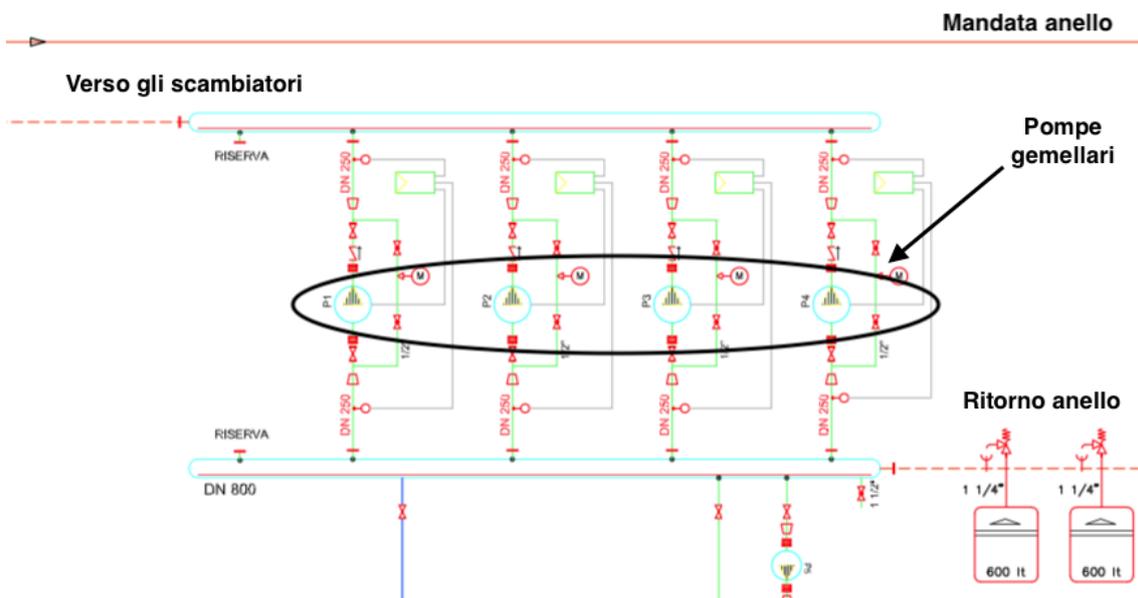


Immagine 6.11- Particolare sistema di pompaggio degli anelli d'acqua

L'impiego di acqua di falda richiede un'analisi dell'assetto idrogeologico dell'area interessata: per ottenere i permessi allo sfruttamento da parte delle autorità occorre un'accurata verifica sulla sostenibilità dei prelievi e delle re-immissioni con i tempi di ricarica della sorgente. Per questo motivo è stata prevista l'installazione di una torre evaporativa, dimensionata per smaltire il 50% del fabbisogno a pieno carico durante il funzionamento estivo, che è il più gravoso. In questo modo è possibile limitare il salto termico cui è sottoposta l'acqua di falda.

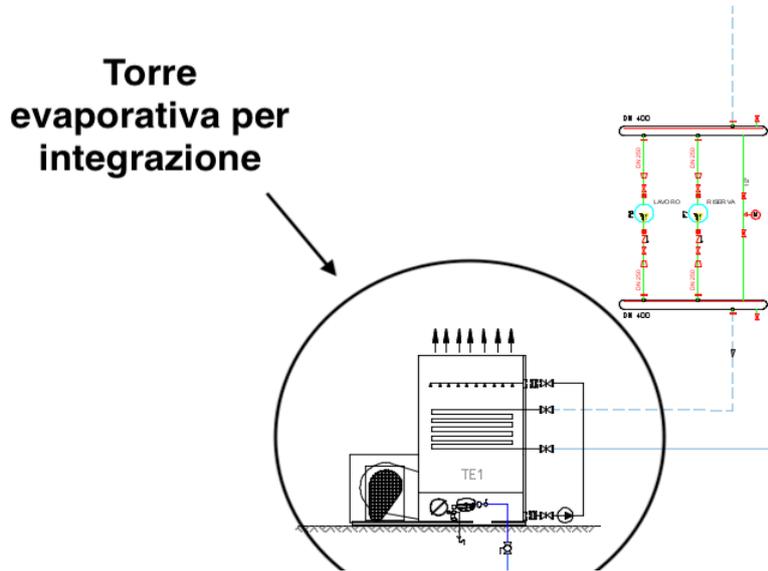


Immagine 6.12 - Particolare della torre evaporativa

## 6.6. Sistema di pompaggio

La quantità totale di fluido termovettore circolante nei due anelli è data dalla somma delle portate d'acqua nominali che devono essere garantite ai rooftop:

Edificio A	quantità	Portata (m3/h)
Unità in funzione	33	976,8
Unità spare aggiuntive	9	266,4
Unità totali	42	1.243,2

Edificio B	quantità	Portata (m3/h)
Unità in funzione	25	740
Unità spare	19	562,4
Unità totali	44	1.302,4

Tabella 6.5- Portate totali dei due edifici

Trattandosi di valori elevati è prevista l'installazione di un sistema costituito da quattro pompe gemellari che si alterneranno nel funzionamento in modo tale che tre di esse siano sempre attive, con una quarta pompa come backup di sicurezza. Un quinto circolatore, che porterà a quattro il numero di dispositivi funzionanti in contemporanea, verrà installato nel momento in cui entreranno in funzione anche le unità spare.

Per poter lavorare a numero di giri variabile, le pompe saranno abbinate a degli inverter che modificano elettronicamente la velocità di rotazione a variare della portata. Sono stati scelti i componenti prodotti dall'azienda Grundfos.

Nell'immagine a seguire, tratta dalla documentazione tecnica, sono riportate le curve relative alla prevalenza massima disponibile e all'efficienza della pompa, entrambe definite in funzione della portata.

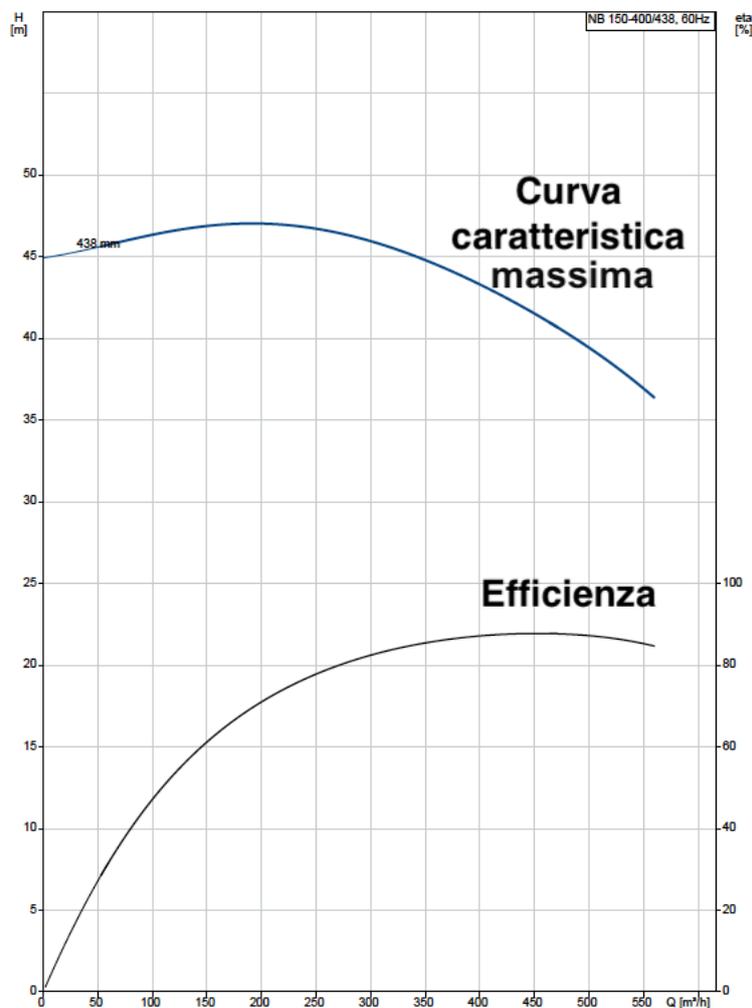


Immagine 6.13- Curve di funzionamento della pompa [44]



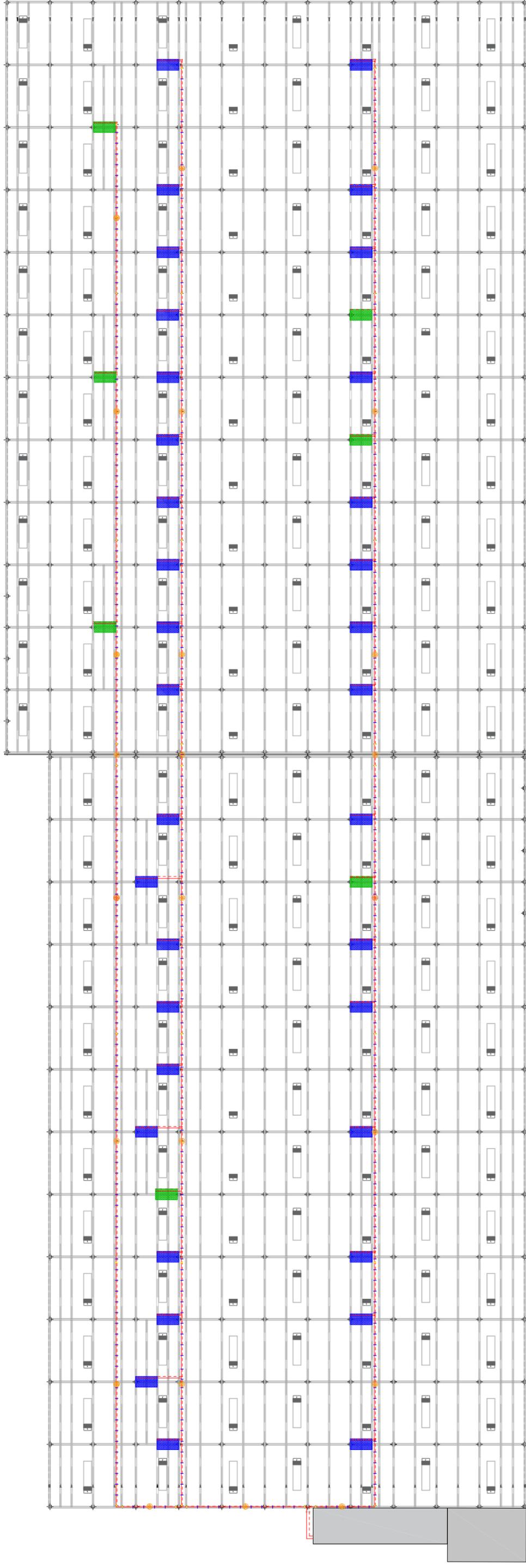
*Immagine 6.14 - Pompa e inverter previsti nel progetto [24]*

## **6.7. Allegati**

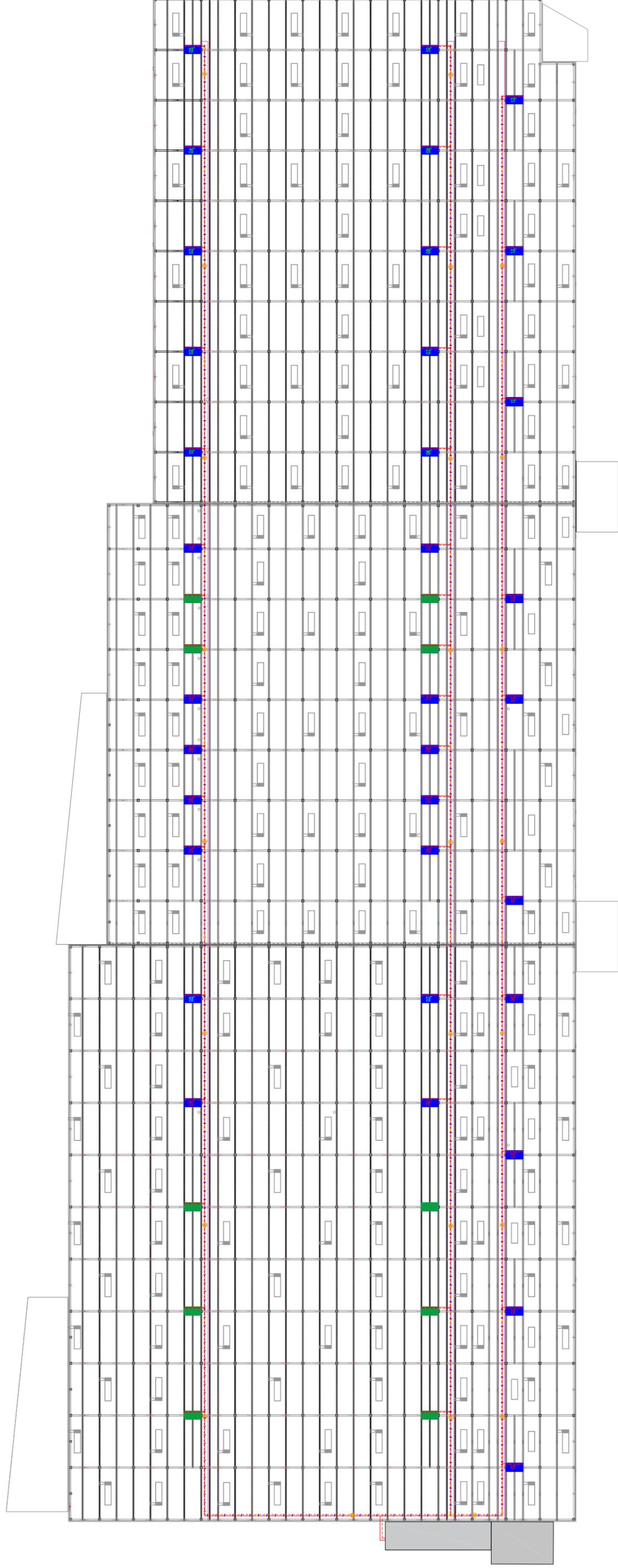
Come supporto alla descrizione, di seguito sono riportati alcuni disegni in allegato:

- Allegato 1: pianta dell'edificio A con schema dell'anello d'acqua e unità rooftop;
- Allegato 2: pianta dell'edificio B con schema dell'anello d'acqua e unità rooftop;
- Allegato 3: schema unifilare della centrale termica (analoga per i due magazzini).

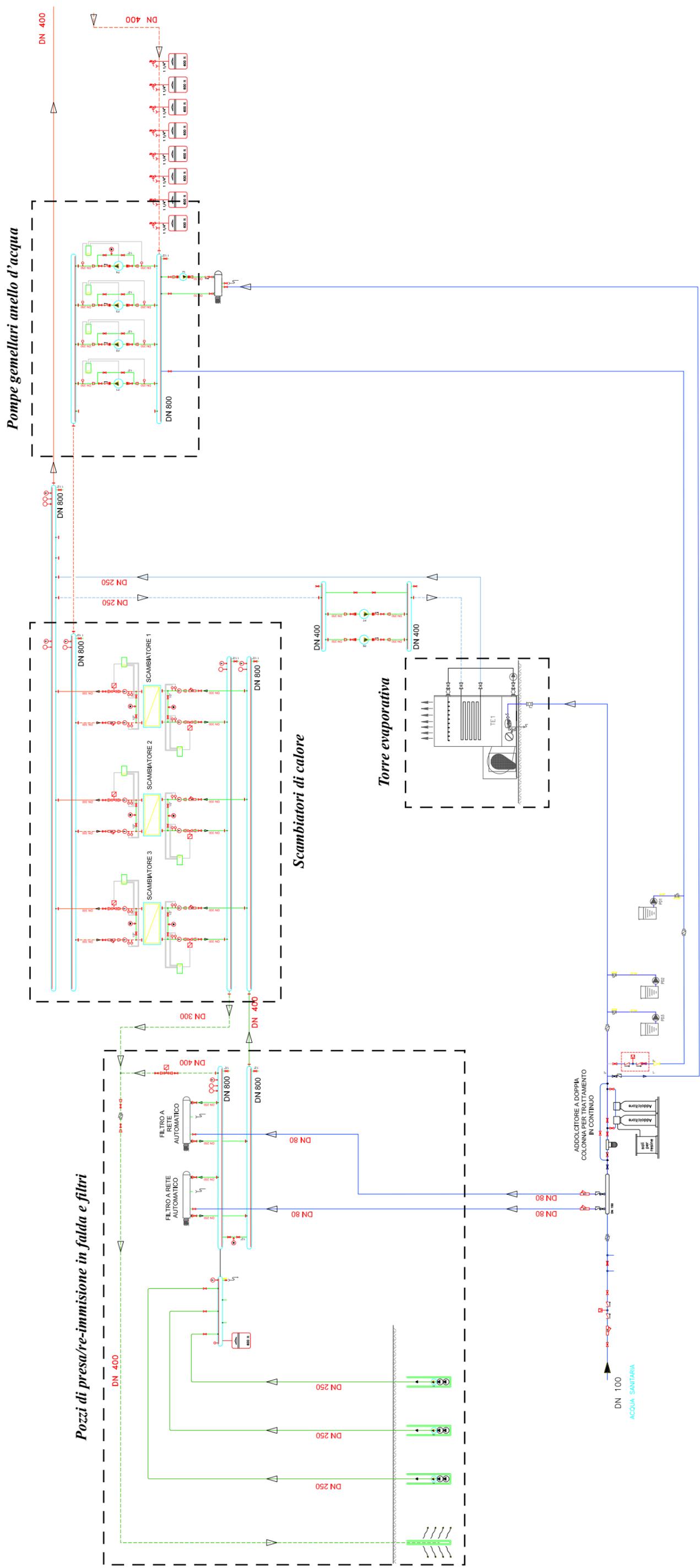
Allegato 1 : pianta dell'edificio A con schema dell'anello d'acqua e unità rooftop



**Allegato 2 : pianta dell'edificio B con schema dell'anello d'acqua e unità rooftop**



**Allegato 3 : schema unifilare della centrale termica**



# 7. Generalità sul software per lo studio

## 7.1. Introduzione

Le valutazioni svolte sugli anelli d'acqua sono state effettuate con l'ausilio del programma Caleffi Hydronic Design (CHD), un software di modellazione, calcolo e ottimizzazione di sistemi HVAC che permette di riprodurre un impianto unendo diversi tipi di blocchi, ognuno dei quali costituisce un circuito semplice pre-programmato, selezionati da apposite librerie. [45]

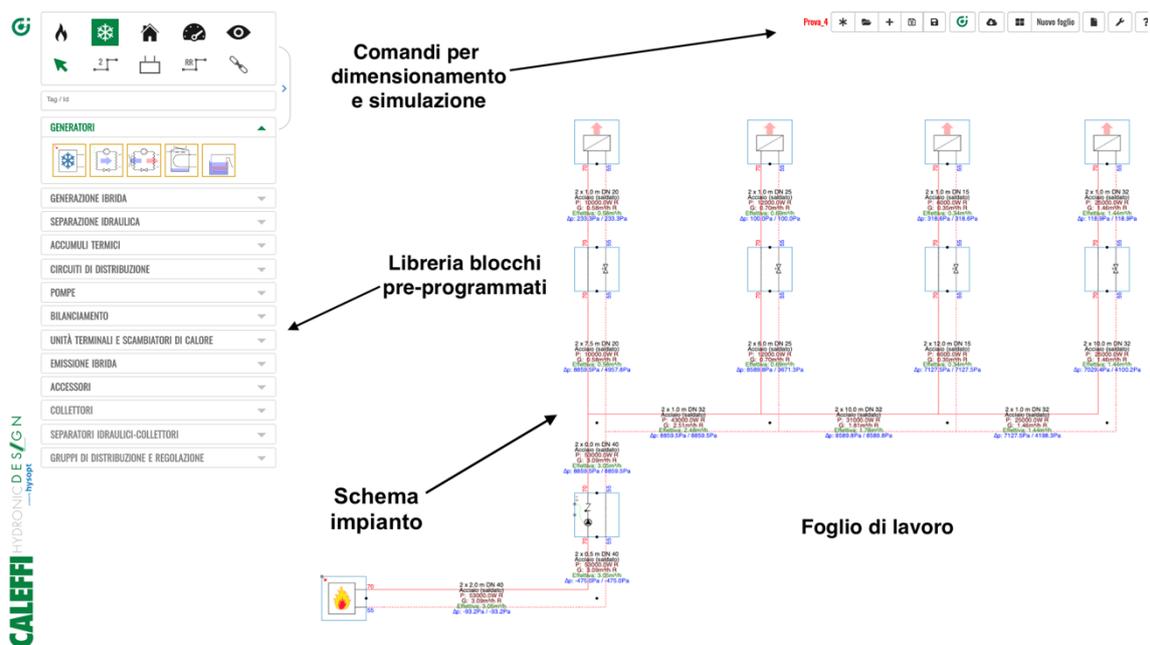


Immagine 7.1- Schermata di lavoro del software [45]

All'interno del foglio di lavoro è possibile definire il layout di un impianto, calcolare le portate di progetto, dimensionare le tubazioni e i vari componenti accessori, tra cui i dispositivi di bilanciamento.

Terminata la fase di progettazione è possibile simulare il comportamento dell'installazione nel tempo sulla base di modelli idraulici, logiche di controllo, fattori ambientali e caratteristiche dell'involucro edilizio. In questo modo è stato possibile confrontare diverse soluzioni, osservando come i vari aspetti teorici precedentemente introdotti influiscano sul funzionamento della rete in termini di prestazioni ed efficienza.

## 7.2. Modellazione della rete

I due anelli d'acqua degli edifici A e B sono stati riprodotti all'interno del software a partire dagli schemi e dai dati progettuali.

Nell'immagine a seguire è riportato un tratto del modello utilizzato per l'analisi:

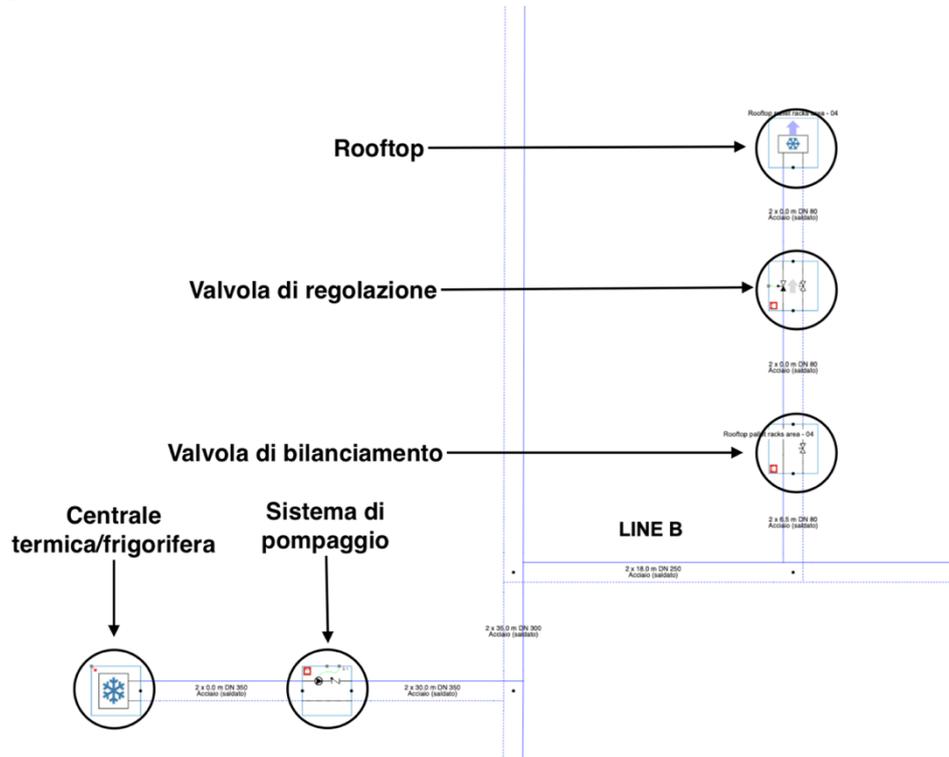


Immagine 7.2 – Modello per il dimensionamento delle tubazioni [45]

I terminali sono stati definiti in modo da riprodurre il comportamento delle unità rooftop, sulla base di potenze, salti termici e caratteristiche idrauliche riportati nella scheda tecnica. Il funzionamento delle macchine a carico parziale avviene tramite una valvola di regolazione in grado di modulare la portata che le alimenta.

Essendo l'analisi focalizzata sulla rete di distribuzione non è necessario riprodurre in modo dettagliato la centrale termica, sostituita da un semplice generatore di potenza che manterrà la temperatura di mandata del fluido negli al valore richiesto dai rooftop, a seconda della loro modalità di funzionamento.

Il programma non permette di riprodurre impianti polivalenti quindi, come verrà illustrato successivamente, sarà necessario creare due modelli per la

rete, simulando in un caso, il funzionamento dei rooftop come pompe di calore, nell'altro come macchine frigorifere. Questo aspetto non si ripercuote sulla fase iniziale di dimensionamento delle tubazioni essendo la portata nominale da garantire alle macchine, uguale in entrambe le modalità.

Anche il sistema di pompe gemellari è stato sostituito da un unico dispositivo equivalente, in grado di mantenere in circolazione la portata totale fornendo la prevalenza richiesta. Come verrà approfondito in seguito si tratta di una semplificazione che, per quanto riguarda l'analisi dei consumi, restituisce gli stessi valori dell'insieme di dispositivi in parallelo. Il software permette inoltre di definire la curva caratteristica della pompa così come la curva di efficienza.

### 7.3. Simulazioni di funzionamento

Poiché il programma non consente di riprodurre un impianto polivalente le analisi verranno eseguite separatamente per le due configurazioni dei rooftop, come pompe di calore o come macchine frigorifere. I risultati saranno uniti successivamente al fine di ottenere i dati di interesse relativi ad un anno completo di funzionamento.

Di seguito sono riportati i blocchi aggiuntivi inseriti nel modello per poter riprodurre il comportamento dei componenti durante la simulazione:

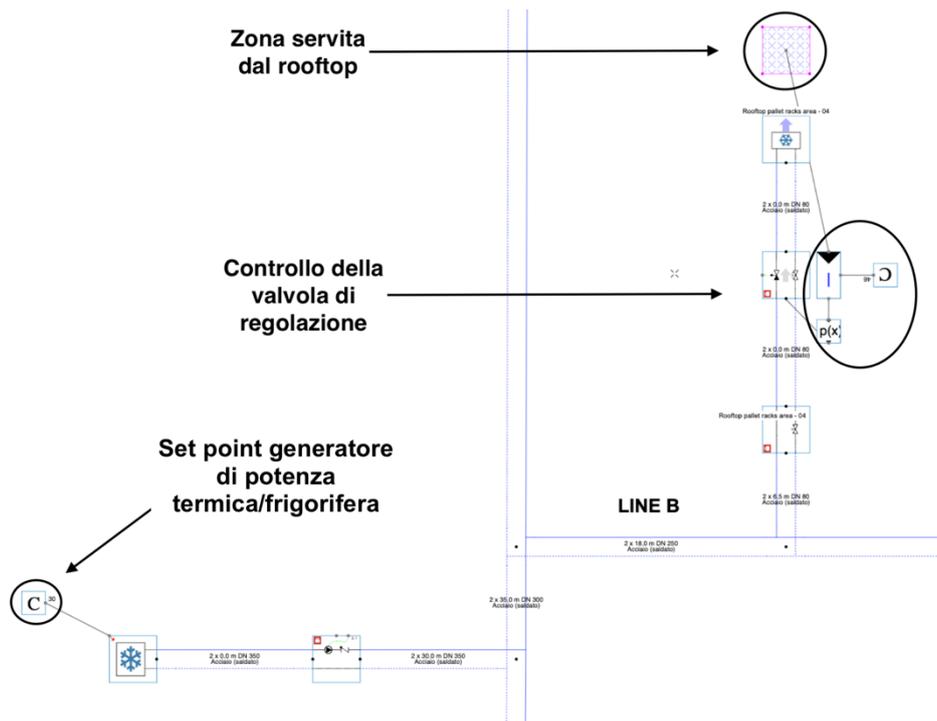


Immagine 7.3 – Modello per le simulazioni di funzionamento [45]

Ogni rooftop, come illustrato in precedenza, sarà asservito ad una precisa zona dell'edificio in cui è installato, che è stata modellata nel software a livello di carichi termici, tipologia di involucro e volumetria.

Altro dato necessario in input è il profilo orario di temperatura del luogo di ubicazione dell'installazione. Nel caso in esame è stato utilizzato il profilo di temperatura della città di Trecate relativo all'anno 2018.

Il sistema di parzializzazione della portata ai terminali è stato realizzato mediante un regolatore proporzionale integrativo a comando della valvola di regolazione.

## 8. Analisi dell'investimento iniziale

La progettazione dei due anelli d'acqua prende avvio dal dimensionamento delle tubazioni e dei relativi componenti accessori, che determinano il valore dell'investimento per la realizzazione della rete.

Alla spesa iniziale contribuisce anche la scelta dei dispositivi necessari al bilanciamento, diversi a seconda delle strategie che possono essere adottate per il controllo delle portate.

I differenti approcci al dimensionamento e al bilanciamento comportano una variazione del costo iniziale, ma influenzano anche le spese di gestione dell'impianto e le prestazioni, come verrà approfondito nel capitolo seguente.

### 8.1. Strategia di dimensionamento

Note le portate per ogni diramazione che compone gli anelli, la scelta dei diametri è stata effettuata impostando un parametro di perdita di carico unitaria di riferimento, che può essere interpretato dal software di dimensionamento secondo due logiche:

- Logica della perdita di carico unitaria media;
- Logica della perdita di carico unitaria massima.

Il coefficiente di perdita di carico continua unitaria  $r$  [Pa/m], come illustrato nel capitolo 3, viene ricavato dalla formula:

$$r = F_a \cdot \frac{1}{D^5} \cdot \rho \cdot \frac{G^2}{\pi^2} \quad \left[ \frac{Pa}{m} \right]$$

*Equazione 8.1-Coefficiente di perdita di carico continua unitaria*

Nota la portata di progetto, si ottengono valori di  $r$  diversi al variare del diametro della tubazione.

Impostando un coefficiente di perdita inteso come valore medio, il programma selezionerà un diametro nominale al quale corrisponde il valore di  $r$  che più si avvicina al parametro obiettivo, anche se la perdita di carico unitaria effettiva dovesse essere maggiore di quella impostata.

Seguendo la logica del coefficiente massimo, invece, il software selezionerà il diametro al quale corrisponde una perdita di carico uguale o inferiore a quella impostata. Di conseguenza, poiché il valore del parametro  $r$  diminuisce all'aumentare del diametro scelto, questa seconda strategia di dimensionamento porta ad ottenere tubazioni leggermente più grandi rispetto alla precedente.

Le due metodologie sono riassunte nel grafico sottostante:

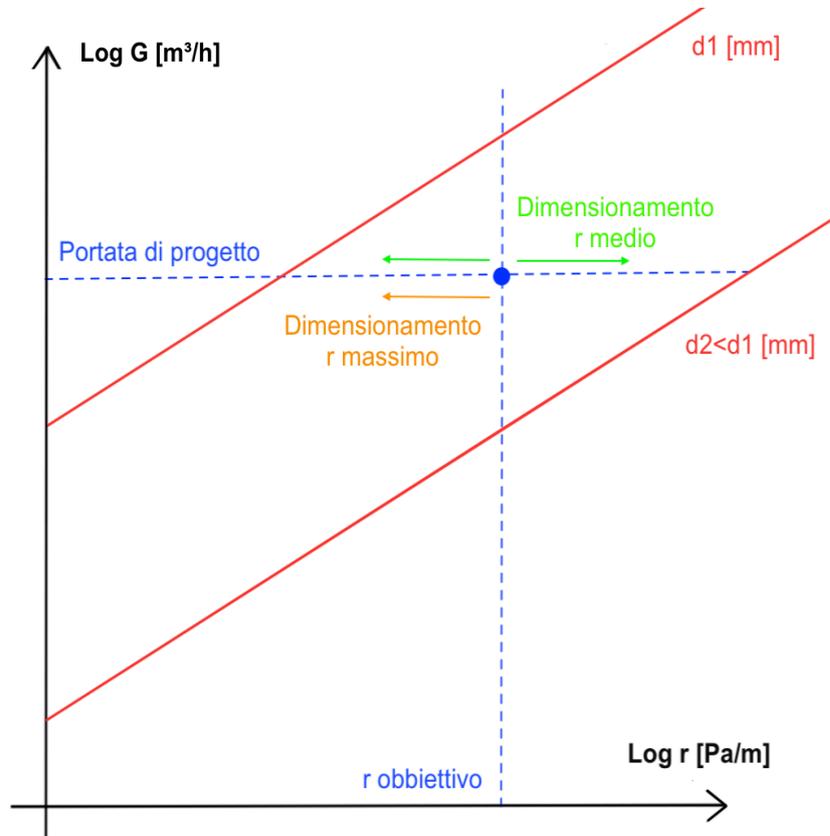


Grafico 8.1- Logiche di dimensionamento del software

In entrambi i casi è stata considerata una percentuale di lunghezza aggiuntiva delle tubazioni pari al 10%, per stimare l'effetto delle perdite di carico concentrate.

## 8.2. Costo dei componenti

### 8.2.1. Tubazioni

Le tubazioni installate saranno in acciaio saldato, materiale per cui si assume un costo di 2€/kg. Noti la densità dell'acciaio, pari a  $7500 \text{ kg/m}^3$  e i diametri

interni ed esterni dei condotti è possibile ricavare il costo per unità di lunghezza di ogni diametro nominale, espresso in € per metro di tubo:

$$Area_{corona} = \pi \cdot \left(\frac{d_{esterno}}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{d_{interno}}{2}\right)^2 \quad [m^2]$$

$$Volume_{corona} = Area_{corona} \cdot l_{rif} \quad [m^3]$$

$$Massa_{acciaio} = Volume_{corona} \cdot \rho \quad [kg]$$

$$C_{tubazione, DN_i} = Massa_{acciaio} \cdot C_{acc} \quad [€/m]$$

*Equazioni 8.2 – Costo delle tubazioni per unità di lunghezza*

Dove  $\rho$  rappresenta la densità dell'acciaio,  $l_{rif}$  la lunghezza di riferimento pari a un metro e  $C_{acc}$  il costo dell'acciaio.

<b>Costo per metro tubazioni acciaio saldato</b>					
D nominale	D esterno (mm)	D interno (mm)	A corona (m2)	Massa (Kg)	Costo (€/m)
DN 15	21,3	17,3	0,00012	0,909	1,819
DN 20	26,9	22,3	0,00018	1,333	2,666
DN 25	33,7	28,5	0,00025	1,905	3,810
DN 32	42,4	37,2	0,00033	2,438	4,876
DN 40	48,3	43,1	0,00037	2,800	5,599
DN 50	60,3	54,5	0,00052	3,922	7,844
DN 65	76,1	70,3	0,00067	5,002	10,003
DN 80	88,9	82,5	0,00086	6,462	12,923
DN 100	114,3	107,1	0,00125	9,390	18,780
DN 125	139,7	131,7	0,00171	12,789	25,579
DN 150	168,3	159,3	0,00232	17,368	34,735
DN 200	219,1	207,3	0,00395	29,638	59,276
DN 250	273	260,4	0,00528	39,589	79,178
DN 300	323,9	309,7	0,00707	52,997	105,995
DN 350	355,6	339,6	0,00874	65,521	131,042
DN 400	406,4	388,8	0,01099	82,440	164,881
DN 450	457	437	0,01404	105,322	210,644
DN 500	508	486	0,01718	128,813	257,626
DN 600	610	585	0,02346	175,978	351,957
DN 700	710	685	0,02739	205,431	410,861

*Tabella 8.1- Costo delle tubazioni in acciaio saldato al variare del diametro nominale*

La spesa totale per le tubazioni si ottiene moltiplicando il costo al metro per la lunghezza complessiva dei tratti installati di ogni diametro nominale.

$$C_{totale,tubazioni} = \sum_i C_{tubazione,DNi} \cdot l_{totale,DNi} \quad [€]$$

Equazione 8.3 – Costo totale delle tubazioni

## 8.2.2. Giunti scanalati

Il collegamento dei vari tratti di tubazione avviene tramite giunti scanalati.



Immagine 8.1 - Giunto scanalato [46]

Il costo dei giunti è riassunto nella tabella seguente:

Costo giunti scanalati	
D nominale	costo(€/giunto)
DN 80	29,24
DN 100	42,59
DN 125	55,24
DN 150	73,96
DN 200	108,05
DN 250	167,11
DN 300	192,27
DN 350	414,81
DN 400	451,69
DN 450	522,17
DN 500	691,76
DN 600	1.169,5

Tabella 8.2 – Costi dei giunti scanalati al variare del diametro nominale

Per un calcolo approssimato dei costi d'acquisto è stato ricavato un numero di giunti per unità di lunghezza, considerando che generalmente ne viene utilizzato uno ogni tre metri di tubazione:

$$\frac{1 \text{ giunto}}{3 \text{ metri di tubazione}} \approx 0,33 \text{ Giunti/metro}$$

*Equazione 8.4 – Calcolo del numero di giunti al metro*

Moltiplicando questo valore per le lunghezze di ogni diametro nominale installato e per il relativo costo dei giunti, si ottiene una stima della spesa necessaria all'acquisto di questi componenti.

L'investimento è ricavato come somma dei vari contributi per le differenti grandezze dei condotti installati:

$$Costo_{totale,giunti} = \sum_i Costo_{giunti,DNi} \cdot l_{DNi} \cdot Giunti/metro \quad [€]$$

*Equazione 8.5 - Costo totale dei giunti scanalati*

Dove  $l_{DNi}$  identifica la lunghezza complessiva delle tubazioni installate per uno specifico diametro nominale.

### 8.2.3. Giunti di dilatazione

Questi componenti, detti anche compensatori di dilatazione, hanno lo scopo di assorbire i cambiamenti di dimensione delle tubazioni dovuti agli effetti di temperatura e pressione [47].



*Immagine 8.2 - Giunto di dilatazione [46]*

Il procedimento seguito per la stima dei costi è analogo a quello precedentemente adottato per i giunti scanalati, con l'unica differenza che in questo caso è previsto un numero preciso di pezzi, installati nei due edifici. Di conseguenza, varierà il numero di giunti per unità di lunghezza:

	N° giunti	Lunghezza tubazione (m)	giunti/metro
Edificio A	24	3.147	0,0076
Edificio B	30	4.038	0,0074

Tabella 8.3 - Numero di giunti al metro nei due anelli

Il costo dei compensatori di dilatazione è riassunto nella tabella seguente:

Costo giunti di dilatazione	
D nominale	Costo (€/giunto)
DN 50	253,8
DN 65	288,6
DN 80	332,3
DN 100	385
DN 125	428,6
DN 150	480,7
DN 200	612,2
DN 250	813,6
DN 300	1.049,4
DN 350	1.312,6
DN 400	1.370,1
DN 450	1.923,9
DN 500	2.186,3
DN 600	3.148,2
DN 700	4.110,1

Tabella 8.4 – Costo dei giunti di dilatazione al variare del diametro nominale

L'investimento totale è ricavato in modo analogo al caso precedente:

$$Costo_{totale,giunti} = \sum_i Costo_{giunti,DNi} \cdot l_{DNi} \cdot (Giunti/metro)_{edificio\ A\ o\ B} \quad [€]$$

Equazione 8.6 - Costo totale dei giunti di dilatazione

## 8.2.4. Coibentazione dei condotti

La coibentazione assume particolare rilevanza nel limitare le dispersioni termiche del sistema di distribuzione, oltre ad evitare la formazione di condensa sulle tubazioni nel periodo di raffrescamento.

Si ipotizza di impiegare delle lastre isolanti aventi un costo pari a 26,13 €/m<sup>2</sup> [48].

Noto il diametro esterno delle tubazioni è possibile ricavare la superficie laterale per un tratto di tubo di lunghezza pari a un metro, ottenendo una stima del costo della coibentazione per unità di lunghezza, ad ogni diametro nominale:

<b>Costo coibentazione</b>		26,13	€/m <sup>2</sup>
D nominale	D esterno (mm)	superficie (m <sup>2</sup> )	costo (€/m)
DN 15	21,3	0,067	1,749
DN 20	26,9	0,085	2,208
DN 25	33,7	0,106	2,766
DN 32	42,4	0,133	3,481
DN 40	48,3	0,152	3,965
DN 50	60,3	0,189	4,950
DN 65	76,1	0,239	6,247
DN 80	88,9	0,279	7,298
DN 100	114,3	0,359	9,383
DN 125	139,7	0,439	11,468
DN 150	168,3	0,529	13,816
DN 200	219,1	0,688	17,986
DN 250	273	0,858	22,411
DN 300	323,9	1,018	26,589
DN 350	355,6	1,117	29,191
DN 400	406,4	1,277	33,361
DN 450	457	1,436	37,515
DN 500	508	1,596	41,702
DN 600	610	1,916	50,075
DN 700	710	2,231	58,284

Tabella 8.5 - Costo al metro per la coibentazione al variare del diametro nominale

La spesa complessiva è calcolata moltiplicando il costo al metro per la relativa lunghezza installata.

$$C_{totale,coibentazione} = \sum_i C_{coibentazione,DNi} \cdot l_{totale,DNi} \quad [€]$$

Equazione 8.7 – Costo totale per la coibentazione

### 8.2.5. Dispositivi di pompaggio

Viene preso in considerazione il costo di acquisto del numero totale di pompe gemellari di entrambe le centrali termiche, con i relativi inverter per la regolazione della velocità. Saranno quindi conteggiati anche i circolatori aggiuntivi per le unità “spare”.

	Costo (€/unità)	Unità	Totale (€)
Pompa	28.687	10	286.870
Inverter	5.573	10	55.730
		<b>Complessivo (€)</b>	<b>342.600</b>

Tabella 8.6 – Costo di acquisto per pompe e inverter [24]

### 8.2.6. Manodopera e costi aggiuntivi

Per considerare la manodopera necessaria all’installazione, oltre ad eventuali altri componenti ausiliari di rilevanza minore, la spesa totale complessiva è stata aumentata del 20%, al netto del costo di pompe e inverter.

## 8.3. Calcolo del costo totale e annualizzazione

L’investimento totale è ottenuto quindi sommando i contributi dei vari componenti che compongono gli anelli, considerando la manodopera e aggiungendo il costo di acquisto del sistema di pompaggio:

$$Costo_{componenti} = \sum_{A \text{ e } B} C_{tubazioni} + C_{giunti \text{ scanalati e di dilatazione}} + C_{coinetazione}$$

$$Costo_{inv,totale} = (Costo_{componenti}) \cdot 1,2 + Costo_{sistema \text{ di pompaggio}} \quad [€]$$

Equazioni 8.8 – Calcolo del costo d’investimento totale

Per mettere in evidenza possibili correlazioni tra il dimensionamento della rete e le spese di gestione del sistema è necessario distribuire l’investimento iniziale sulla vita utile dell’impianto. Viene quindi calcolata una grandezza definita come annualità, o costo di investimento annuo:

$$Costo_{inv,annuo} = Costo_{inv,totale} \cdot \frac{i \cdot (i + 1)^n}{(i + 1)^n - 1} \quad \left[ \frac{€}{anno} \right]$$

Equazione 8.9 – Calcolo del costo di investimento annuo [49]

Dove:

$n$  = vita utile dell'impianto [anni];

$i$  = tasso di interesse [%].

La vita utile dell'impianto è assunta pari a 30 anni, con un tasso di interesse del 3%.

## 8.4. Analisi dei risultati

Il software restituisce lunghezze e diametri dei vari tratti di tubazione al variare della logica di dimensionamento e del valore del parametro di perdita di carico impostato.

A partire da questi dati è stato ricavato il costo dei materiali che compongono i due anelli per poi calcolare la spesa totale, considerando manodopera e sistema di pompaggio:

<b>Costo totale tubazioni (r medio)</b>			
<b>r (Pa*m)</b>	<b>Edificio A (€)</b>	<b>Edificio (€)</b>	<b>Costo totale (€)</b>
30	581.249	782.156	<b>1.978.686</b>
50	502.136	651.639	<b>1.727.130</b>
100	367.163	493.249	<b>1.375.095</b>
150	331.421	436.736	<b>1.264.389</b>
200	296.417	412.940	<b>1.193.829</b>
250	282.903	388.112	<b>1.147.817</b>
300	271.256	364.242	<b>1.105.197</b>
350	266.519	357.507	<b>1.091.430</b>

Tabella 8.7 - Costo di investimento totale, dimensionamento con coefficiente medio

<b>Costo totale tubazioni (r massimo)</b>			
<b>r (Pa*m)</b>	<b>Edificio A (€)</b>	<b>Edificio B (€)</b>	<b>Costo totale (€)</b>
30	616.758	846.814	<b>2.098.887</b>
50	536.647	628.099	<b>1.740.295</b>
100	400.607	543.263	<b>1.475.244</b>
150	362.505	493.249	<b>1.369.505,5</b>
200	340.774	454.52	<b>1.296.952</b>
250	314.699	431.660	<b>1.238.230</b>
300	291.891	412.940	<b>1.188.396</b>
350	285.999	388.827	<b>1.152.393</b>

Tabella 8.8 - Costo di investimento totale, dimensionamento con coefficiente massimo

Rappresentando graficamente i risultati in funzione del parametro  $r$  possono essere effettuate alcune considerazioni:

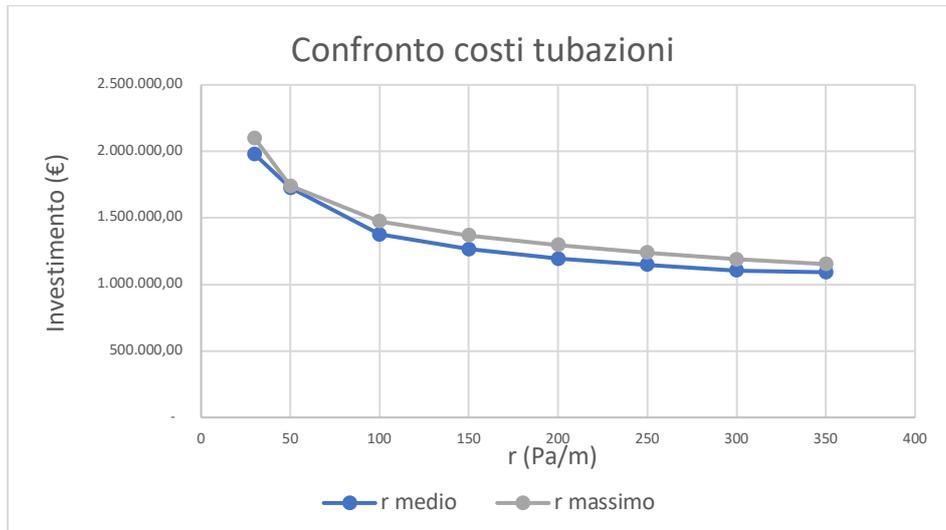


Grafico 8.2 - Costo di investimento al variare del coefficiente  $r$

All'aumentare del parametro di perdita continua impostato come valore obiettivo, i diametri selezionati vanno progressivamente a diminuire, con conseguente riduzione dei costi di investimento.

I casi estremi a coefficienti di perdita molto bassi o molto alti hanno poca attinenza con la realtà progettuale, ma sono utili a mostrare meglio, soprattutto graficamente, la tendenza della spesa.

Tra il primo e l'ultimo punto analizzato il costo di investimento risulta pressoché dimezzato ma, in entrambe le curve, si osserva come la diminuzione sia più marcata nella parte iniziale per poi presentare una flessione a partire da  $r=150$  Pa/m, con differenze di costo sempre meno marcate al crescere del coefficiente di perdita.

Risulta quindi poco conveniente dimensionare con coefficienti di perdita troppo elevati, soprattutto considerando l'aumento dei costi di pompaggio che ne deriva, aspetto che verrà approfondito anche quantitativamente nel capitolo seguente.

I costi di investimento ottenuti utilizzando un parametro medio risultano inferiori rispetto all'utilizzo di un parametro massimo. Questo perché, come si è visto in precedenza, la logica di questo approccio consente la selezione di diametri leggermente inferiori con conseguente riduzione dei costi.

Il costo di investimento è stato quindi annualizzato per le analisi successive:

Investimento annualizzato		
r (Pa/m)	r medio	r massimo
	Costo (€/anno)	Costo (€/anno)
30	100.951	107.084
50	88.117	88.789
100	70.156	75.266
150	64.508	69.87
200	60.908	66.170
250	58.561	63.174
300	56.386	60.631
350	55.684	58.794

Tabella 8.9 – Costo di investimento annualizzato

L'operazione non modifica l'andamento dei valori in funzione del coefficiente di perdita di carico:

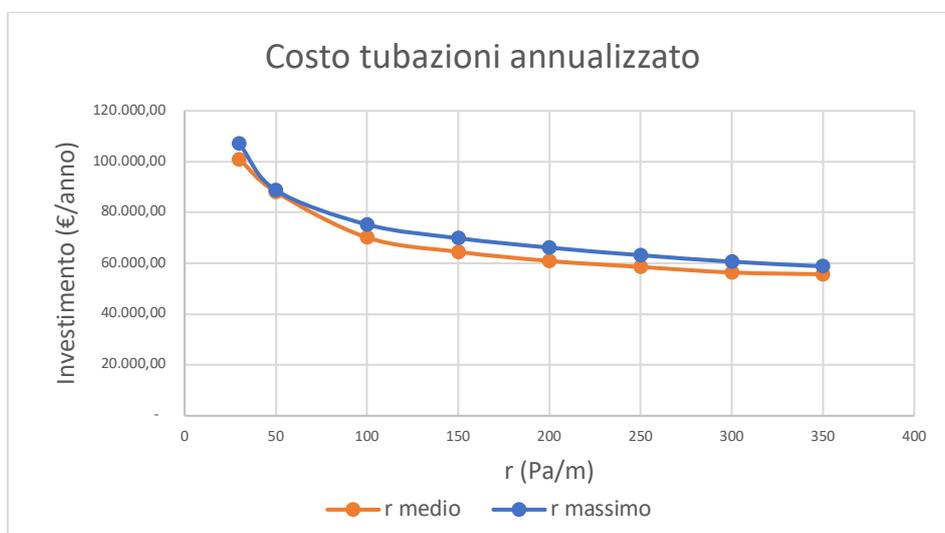


Grafico 8.3 - Costo di investimento annualizzato al variare del coefficiente r

Anche se le differenze tra le due metodologie sono minime, nell'ottica della ricerca di una situazione ottimale, il dimensionamento con coefficiente di perdita medio sarà preso come riferimento.

## 8.5. Scelta dei dispositivi di bilanciamento

L'ultimo elemento necessario a completare l'analisi dei costi di iniziali è rappresentato dall'acquisto dei componenti per il bilanciamento.

Relativamente a questo aspetto, verranno considerate tre diverse tipologie di dispositivi corrispondenti a tre distinte strategie di bilanciamento dei due anelli:

- valvole di bilanciamento statico;
- valvole di regolazione della pressione differenziale;
- valvole di regolazione indipendenti dalla pressione (PICV).

### 8.5.1. Costo d'acquisto dei dispositivi

Come illustrato nel capitolo 5 lo scopo dei dispositivi di bilanciamento è quello di garantire che ogni rooftop venga raggiunto dalla portata nominale, generando delle perdite di carico aggiuntive nelle varie diramazioni grazie alla possibilità di modificare la loro sezione di passaggio.

La caduta di pressione introdotta può essere calcolata ricorrendo all'equazione del coefficiente di flusso:

$$\Delta p_{v.bilanciamento} = \left( \frac{G_{nominale}}{K v_{v.bilanciamento}} \right)^2$$

*Equazione 8.10 – Calcolo della caduta di pressione introdotta da un dispositivo di bilanciamento*

La scelta dei dispositivi di bilanciamento da impiegare dipende quindi esclusivamente dalle loro caratteristiche costruttive, che ne determinano il coefficiente Kv, e dal valore di portata che è necessario ottenere. Il costo di investimento per il loro acquisto sarà quindi fisso e indipendente dai diametri delle tubazioni.

Il software di dimensionamento restituisce un elenco dei componenti da installare all'interno dell'impianto, prodotti da Caleffi S.p.A., di cui è possibile ricavare la spesa d'acquisto, consultando i cataloghi:

<b>Costo componenti di bilanciamento</b>			
<b>Tipologia dispositivi</b>	<b>Edificio A (€)</b>	<b>Edificio B (€)</b>	<b>Totale (€)</b>
Bilanciamento statico	29.106	29.027	<b>58.133</b>
Regolazione Δp	85.053	87.767	<b>172.820</b>
PICV	112.770	118.140	<b>230.910</b>

*Tabella 8.10 - Costo d'acquisto dei componenti per il bilanciamento [31]*

### **8.5.2. Considerazioni sul commissioning**

Il processo di commissioning comprende una serie di attività di controllo qualità e coordinamento in fase di progetto, di appalto e di direzione lavori ma anche di verifica taratura e collaudo in fase di consegna di un'opera [50].

Viene tipicamente condotto da strutture esterne autonome e può essere visto come un processo di controllo al fine di garantire che un sistema, in fase di costruzione, rispecchi alla consegna le aspettative della committenza.

All'interno delle varie operazioni che compongono il commissioning rientrano anche tutte le attività di verifica, controllo e bilanciamento di un impianto. In questo contesto, il bilanciamento statico presenta delle complicazioni aggiuntive: la regolazione del flusso con una valvola statica consiste nel variare manualmente il grado di apertura dell'otturatore fino a misurare il valore di portata desiderato. Questo modifica le perdite di carico sia nel circuito secondario regolato che nell'intero impianto. Di conseguenza, ogni regolazione sulla singola valvola disturba anche le regolazioni effettuate in precedenza sulle altre.

Esistono differenti metodi di bilanciamento atti a compensare le interazioni tra i vari circuiti, ottimizzando lo schema con cui "percorrere" la rete, regolando via via le valvole. Si tratta in genere di metodi iterativi, dove l'operatore deve regolare i vari dispositivi più volte fino ad ottenere una convergenza verso il valore di portata di progetto.

Tutte queste procedure non sono necessarie con i dispositivi dinamici, in grado di compensare autonomamente gli squilibri idraulici dell'impianto, per i quali è sufficiente una taratura in fase di installazione [51].

Per tenere conto di questa complicazione aggiuntiva è stata inserita una spesa ulteriore pari a 175 € a valvola sul costo di acquisto dei dispositivi di bilanciamento statici, per considerare le operazioni di taratura.

### **8.5.3. Costo di investimento finale**

Il costo d'acquisto dei dispositivi di bilanciamento può essere quindi aggiunto ai valori calcolati in precedenza.

La spesa totale sarà diversa nelle tre casistiche analizzate:

<b>Costo d'investimento totale</b>			
<b>r (Pa/m)</b>	<b>Bilanciamento statico (€)</b>	<b>Regolazione <math>\Delta p</math> (€)</b>	<b>PICV (€)</b>
30	2.051.819	2.151.506	2.209.596
50	1.800.263	1.899.950	1.958.040
100	1.448.228	1.547.915	1.606.005
150	1.337.522	1.437.209	1.495.299
200	1.266.962	1.366.649	1.424.739
250	1.220.950	1.320.637	1.378.727
300	1.178.330	1.278.017	1.336.107
350	1.164.563	1.264.250	1.322.340

*Tabella 8.11 - Costo d'investimento totale con i dispositivi di bilanciamento*

Calcolando il costo di investimento annuo si ottiene:

<b>Costo di investimento totale annualizzato</b>			
<b>r (Pa*m)</b>	<b>Bilanciamento statico (€/anno)</b>	<b>Regolazione <math>\Delta p</math> (€/anno)</b>	<b>PICV (€/anno)</b>
30	104.682	109.768	112.732
50	91.848	96.934	99.898
100	73.888	78.974	81.937
150	68.239	73.325	76.289
200	64.639	69.725	72.689
250	62.292	67.378	70.342
300	60.118	65.204	68.167
350	59.415	64.501	67.465

*Tabella 8.12 - Costo d'investimento totale annualizzato con i dispositivi di bilanciamento*

Anche in questo caso è utile visualizzare graficamente l'andamento dei costi annualizzati al variare del coefficiente di perdita di carico continua.

In generale, la forma delle tre curve resta invariata rispetto a quella iniziale senza i componenti di bilanciamento. Per questo motivo si mantengono valide tutte le considerazioni già effettuate in precedenza.

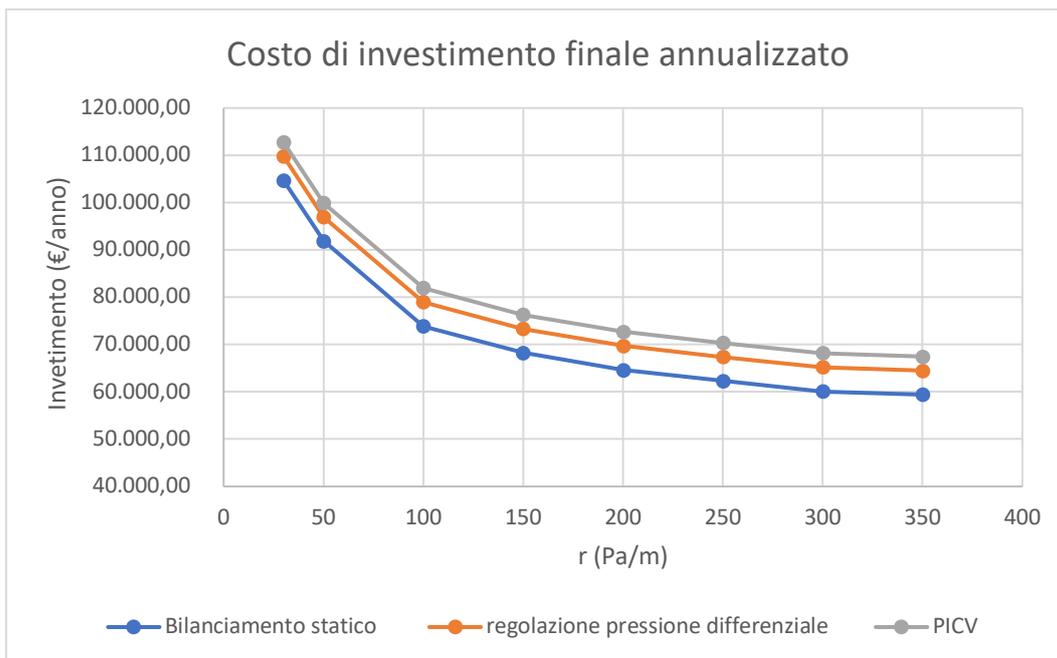


Grafico 8.4 - Costi finali annualizzati nelle tre strategie di bilanciamento

Il livello di complessità crescente dei dispositivi dinamici porta ad un aumento del costo di investimento medio con una differenza, rispetto alle valvole statiche, rispettivamente del 7% per i regolatori di pressione differenziale e dell'11% per le valvole di regolazione indipendenti dalla pressione:

Costo d'investimento medio annualizzato		
Bilanciamento statico (€)	Regolazione $\Delta p$ (€)	PICV (€)
73.140	78.226	81.190

Tabella 8.13 - Costo di investimento medio nelle tre strategie di bilanciamento

Non si tratta di incrementi elevati che, come verrà illustrato in un capitolo successivo, vengono ampiamente compensati dalla migliore efficacia di funzionamento dei dispositivi dinamici.



## 9. Analisi dei costi di pompaggio

La necessità di contenere i costi di investimento iniziali deve conciliarsi con l'esigenza di ridurre il più possibile le spese per la gestione dell'impianto. Si tratta di due aspetti che hanno in realtà tendenze opposte: una diminuzione del diametro delle tubazioni, aumentando le perdite di carico, porta infatti ad un incremento della prevalenza necessaria dal sistema di pompaggio, con conseguente aumento della quantità di energia elettrica consumata dai circolatori e della spesa annua che ne deriva.

Per mettere in evidenza questo concetto il comportamento dell'impianto è stato simulato, per un periodo di funzionamento pari ad un anno, al variare del dimensionamento della rete e della strategia di bilanciamento adottata.

Di seguito sono riportati i punti fondamentali e le assunzioni effettuate nell'impostazione della fase di simulazione, realizzata tramite il software CHD.

### 9.1. Simulazione del sistema di pompaggio

#### 9.1.1. Semplificazione della configurazione gemellare

Gli anelli, come precedentemente illustrato, sono serviti da un sistema di quattro pompe gemellari, sulle quali è ripartita la portata totale circolante. La potenza assorbita dalla singola pompa può essere ricavata con la formula introdotta nel capitolo relativo ai circolatori:

$$P = \frac{\rho \cdot G \cdot H \cdot g}{\eta} \quad [W]$$

*Equazione 9.1 - Potenza assorbita da una pompa*

La potenza complessivamente assorbita è ottenuta sommando i contributi delle quattro pompe in parallelo. Trattandosi di dispositivi uguali fra loro, i termini di densità, prevalenza, accelerazione di gravità e rendimento possono essere raccolti. L'espressione della potenza totale diventa:

$$P_{tot} = \sum_i G_i \cdot \frac{\rho \cdot H \cdot g}{\eta} = G_{tot} \cdot \frac{\rho \cdot H \cdot g}{\eta} \quad [W] \text{ con } i = 1,2,3,4$$

*Equazione 9.2 - Potenza assorbita dal sistema di pompe gemellari*

Il sistema gemellare può essere quindi semplificato, modellando un unico circolatore equivalente, in grado di fornire la prevalenza necessaria

mantenendo in circolazione l'intera portata di progetto. Si tratta di una semplificazione che, per quanto riguarda l'analisi dei consumi, restituisce gli stessi valori dell'insieme di dispositivi in parallelo, migliorando l'efficienza della simulazione.

### 9.1.2. Definizione della curva di efficienza

Il software utilizzato permette di impostare la curva di efficienza della pompa, in funzione della portata, che per il singolo circolatore era definita nella scheda tecnica:

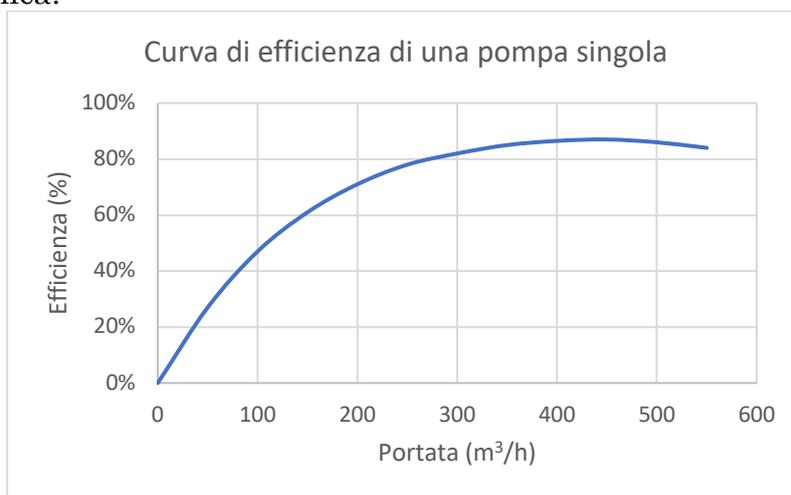


Grafico 9.1 - Curva di efficienza di una pompa singola [44]

Considerato il passaggio ad un circolatore singolo la portata che si troverà complessivamente ad elaborare è data dalla somma dei contributi delle pompe gemellari contemporaneamente in funzione, che saranno tra loro analoghi trattandosi di dispositivi uguali fra loro:

$$G_{totale} = n \cdot G_{singolo\ circolatore} \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

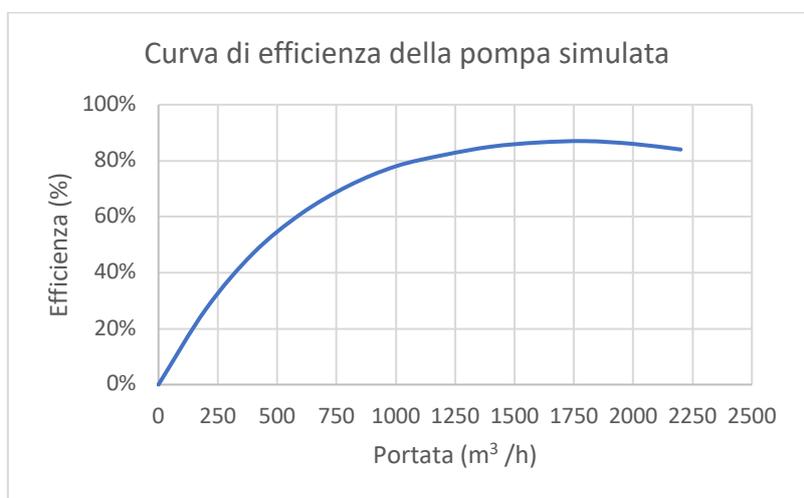
Equazione 9.3 – Portata elaborata da un insieme di n pompe gemellari

Dove n identifica il numero di pompe gemellari attive.

Di conseguenza, nello specifico caso in esame con un sistema di quattro pompe attive, la curva di efficienza relativa al circolatore equivalente, da utilizzare nel software, è stata ricavata moltiplicando la portata elaborata dal circolatore singolo per un valore di n pari a 4.

Portata circolatore singolo (m3/h)	Portata totale (m3/h)	Efficienza (%)
0	0	0%
50	200	27%
100	400	47%
150	600	61%
200	800	71%
250	1000	78%
300	1200	82%
350	1400	85%
400	1600	86,5%
450	1800	87%
500	2000	86%
550	2200	84%

*Tabella 9.1 – Aumento proporzionale della portata*

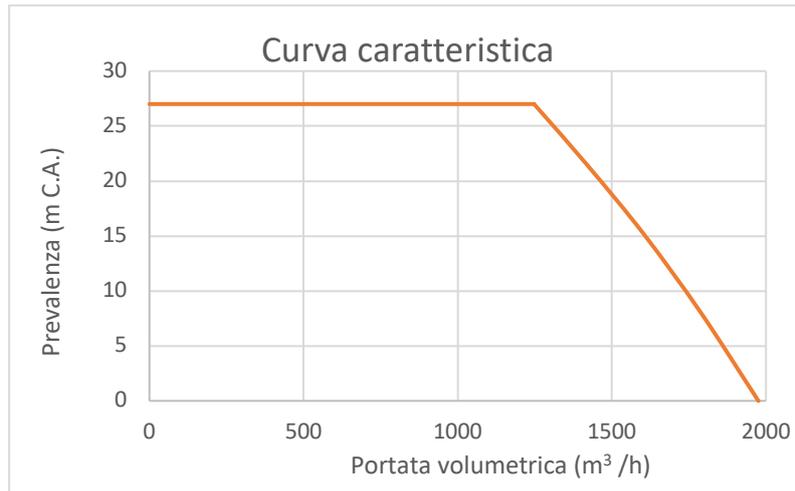


*Grafico 9.2 - Curva di efficienza della pompa equivalente per la simulazione*

### **9.1.3. Definizione della curva caratteristica**

L'abbinamento con gli inverter permette al sistema di pompaggio di lavorare a numero di giri variabile.

Ai fini della simulazione è quindi stata definita una curva caratteristica a prevalenza costante pari al valore massimo di progetto, calcolato dal software nei vari casi studiati:



*Grafico 9.3 – Esempio di curva caratteristica del circolatore utilizzata nelle simulazioni*

Data l'estensione dei due anelli, il peso delle perdite di carico della rete sulle perdite complessive risulta elevato. L'adozione di una caratteristica proporzionale può quindi causare delle problematiche riguardanti soprattutto i terminali più distanti dalla centrale termica: in caso di un'elevata riduzione della portata, causata ad esempio da un alto numero di fermi macchina, le pompe potrebbero non essere in grado di fornire la prevalenza necessaria a garantire che i terminali siano raggiunti dalla portata nominale.

Alcune considerazioni sull'ottimizzazione della curva caratteristica verranno effettuate nel capitolo 11 poiché, viste le grandi dimensioni dell'impianto e i costi elevati, può essere valutata la possibilità di realizzare una programmazione personalizzata degli inverter, andando a definire la curva che meglio si adatta al progetto specifico.

## **9.2. Simulazione delle strategie di bilanciamento**

Mediante la combinazione dei vari blocchi, le differenti strategie di bilanciamento sono state riprodotte all'interno del software.

### **9.2.1. Bilanciamento statico**

Ogni diramazione degli anelli è stata modellata con una valvola di regolazione preceduta da una valvola di bilanciamento statico.

Il programma restituisce la posizione di taratura dei dispositivi. In questo modo, in condizioni di progetto, ogni terminale è raggiunto dalla portata nominale.

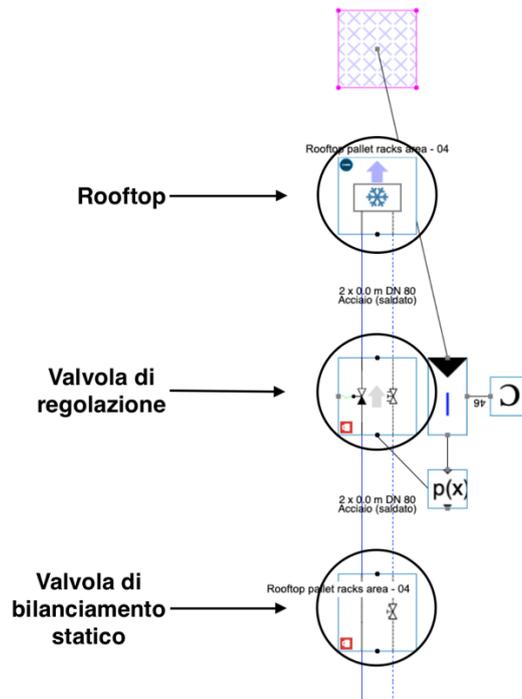


Immagine 9.1 – Configurazione con valvole di bilanciamento statico [45]

### 9.2.2. Regolazione della pressione differenziale

La configurazione è analoga a quella precedente, sostituendo alla valvola di bilanciamento statico un regolatore di pressione differenziale.

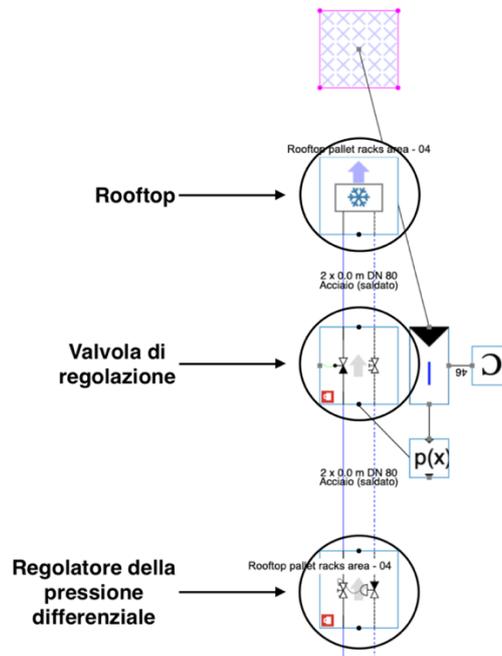


Immagine 9.2 – Configurazione con regolatori di pressione differenziale [45]

Il dispositivo ha il compito di mantenere costante la prevalenza disponibile ai capi della diramazione secondaria, quindi nello scambiatore lato acqua dell'unità rooftop, assorbendo le variazioni causate dal continuo modificarsi delle portate di rete.

### 9.2.3. Valvole di regolazione indipendenti dalla pressione

In questa configurazione lo schema a blocchi risulta semplificato, essendo la PICV un dispositivo che incorpora sia la funzione di bilanciamento che quella di regolazione.

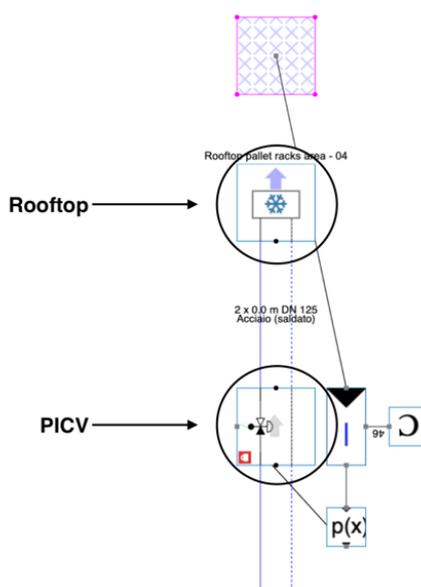


Immagine 9.3 – Configurazione con PICV [45]

## 9.3. Calcolo dei costi di pompaggio totali

Non è possibile studiare le condizioni di funzionamento in regime di riscaldamento e raffreddamento all'interno del medesimo foglio di lavoro. Le analisi sono quindi state eseguite separatamente, per un totale di quattro simulazioni, due per ogni edificio, al variare della configurazione delle tubazioni e della strategia di bilanciamento.

Il set point interno è pari a 20°C nel caso invernale e 26°C nel caso estivo, con un'umidità relativa da mantenere pari al 60%.

Eseguendo entrambe le simulazioni per un intero anno di funzionamento, sia in regime di riscaldamento che raffreddamento, il risultato sarà equivalente a quello di una simulazione singola, in cui l'impianto abbia lavorato

mantenendo la temperatura ambiente nell'intervallo compreso tra i due set point.

Per parametrizzare l'ambiente esterno è stato utilizzato il profilo di temperatura orario di Trecate, relativo all'anno 2018 [52]. In assenza di ulteriori dati, l'umidità relativa esterna è stata assunta costante pari al 60%, valore medio realistico per la zona d'installazione dell'impianto.

Il software restituisce il profilo orario della potenza elettrica consumata dal sistema di pompaggio e i dati delle quattro simulazioni sono stati uniti ottenendo il valore di consumo annuo. Moltiplicando il risultato per il costo del kWh elettrico per fornitura industriale, assunto pari a 0,115 €/kWh si ottiene la spesa annua per il pompaggio nelle due reti [53].

## 9.4. Risultati delle simulazioni

Di seguito sono riassunti i risultati delle simulazioni al variare della strategia di bilanciamento:

<b>Bilanciamento statico</b>		
r (Pa/m)	Consumo (MWh)	Costo (€/anno)
30	435,208	50.049
50	472,898	54.383
100	606,202	69.713
150	722,331	83.068
200	1.008,192	115.942
250	1.167,102	134.217
300	1.396,720	160.623
350	1.449,662	166.711

Tabella 9.2 – Risultati simulazioni con valvole di bilanciamento statico

<b>Regolazione della pressione differenziale</b>		
r (Pa/m)	Consumo (MWh)	Costo (€/anno)
30	537,798	61.847
50	588,395	67.666
100	726,484	83.546
150	885,494	101.832
200	1.076,456	123.793
250	1.178,167	135.489
300	1.303,500	149.903
350	1.354,351	155.750

Tabella 9.3 – Risultati simulazioni con regolatori della pressione differenziale

PICV		
r (Pa/m)	Consumo (MWh)	Costo (€/anno)
30	530,989	61.064
50	592,905	68.184
100	732,968	84.291
150	880,881	101.301
200	1.079,007	124.086
250	1.183,809	136.138
300	1.306,208	150.214
350	1.353,998	155.710

Tabella 9.4 – Risultato simulazioni con PICV

I dati ottenuti possono essere confrontati graficamente con i costi di investimento annualizzato, calcolati nel capitolo precedente:

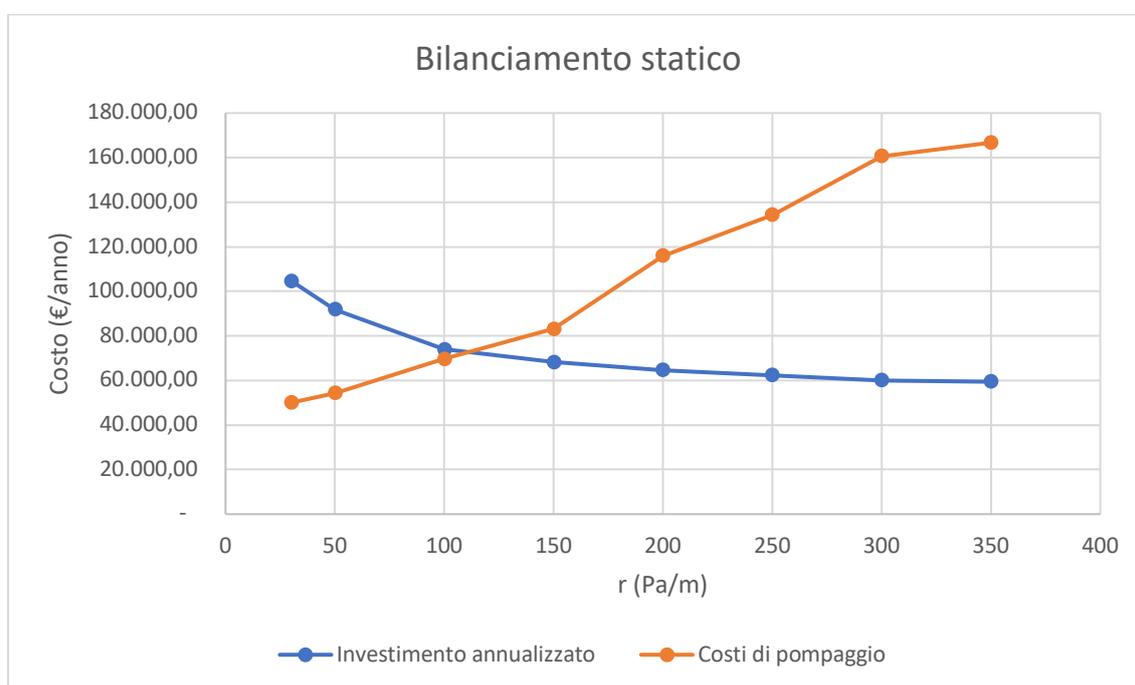


Grafico 9.4 – Risultati simulazioni con valvole di bilanciamento statico

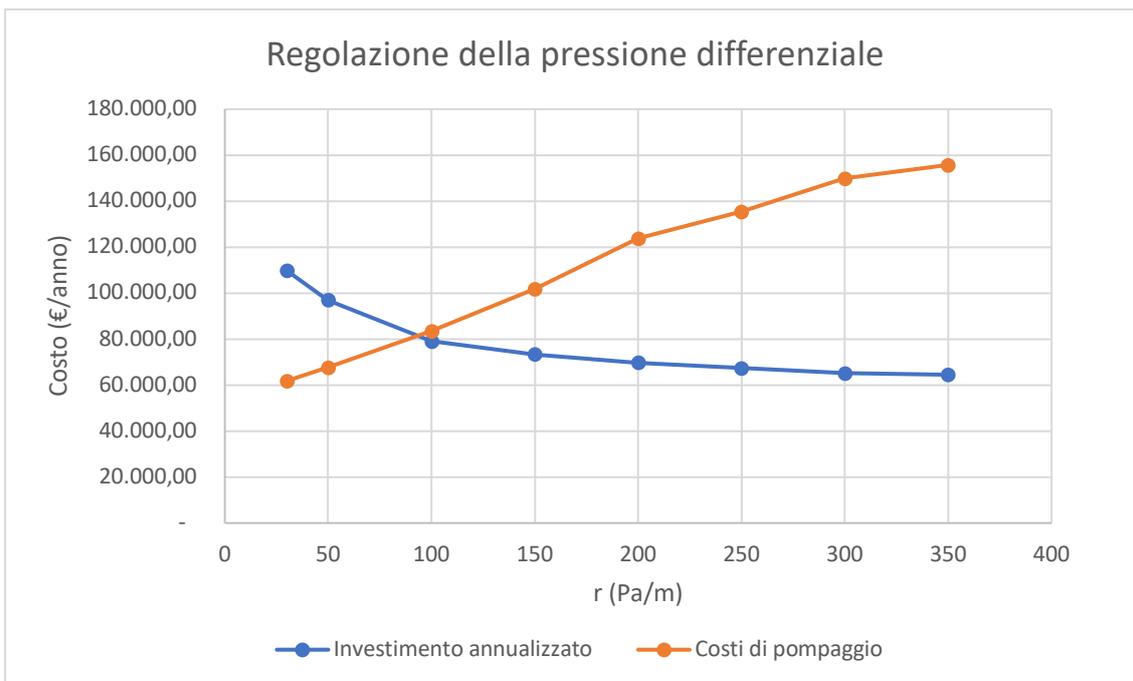


Grafico 9.5 – Risultati simulazioni con regolatori della pressione differenziale

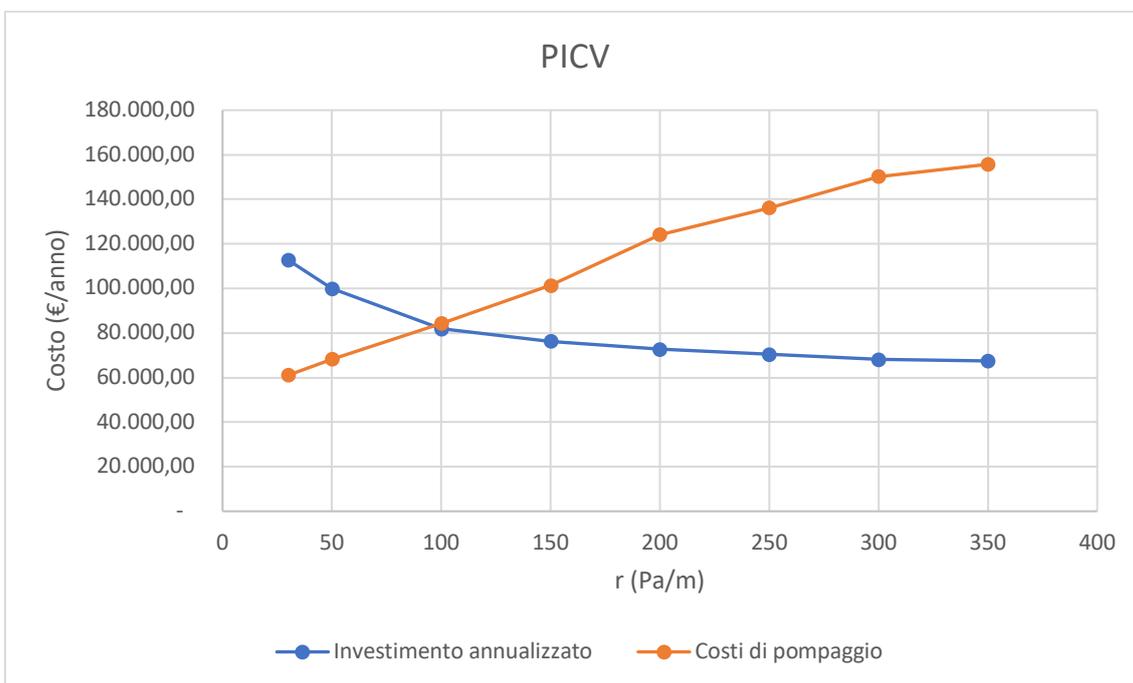


Grafico 9.6 – Risultati simulazioni con PICV

Analizzando le curve, è possibile osservare come i costi di pompaggio, al crescere del coefficiente di perdita di carico lineare, aumentino con una pendenza pressoché costante fino a triplicare il valore iniziale. L'incremento

è maggiore rispetto alla diminuzione del costo di investimento che, come osservato in precedenza, presenta un punto di flesso per un coefficiente  $r$  pari a 150 Pa/m. Di conseguenza, un dimensionamento con una perdita di carico obiettivo troppo elevata, pur riducendo la spesa iniziale, non risulta vantaggioso a livello di gestione complessiva dell'impianto.

## 9.5. Costi complessivi e configurazione ottimale

Unendo i costi di investimento e di pompaggio è possibile ricavare la spesa annua complessiva:

Costi annui complessivi			
$r$ (Pa/m)	Bilanciamento statico (€/anno)	Regolazione $\Delta p$ (€/anno)	PICV (€/anno)
30	154.731	171.615	173.796
50	146.231	164.600	168.082
100	143.601	162.519	166.228
150	151.307	175.157	177.590
200	180.582	193.518	196.775
250	196.509	202.867	206.480
300	220.740	215.106	218.381
350	226.126	220.252	223.175

Tabella 9.5 - Costi annui complessivi

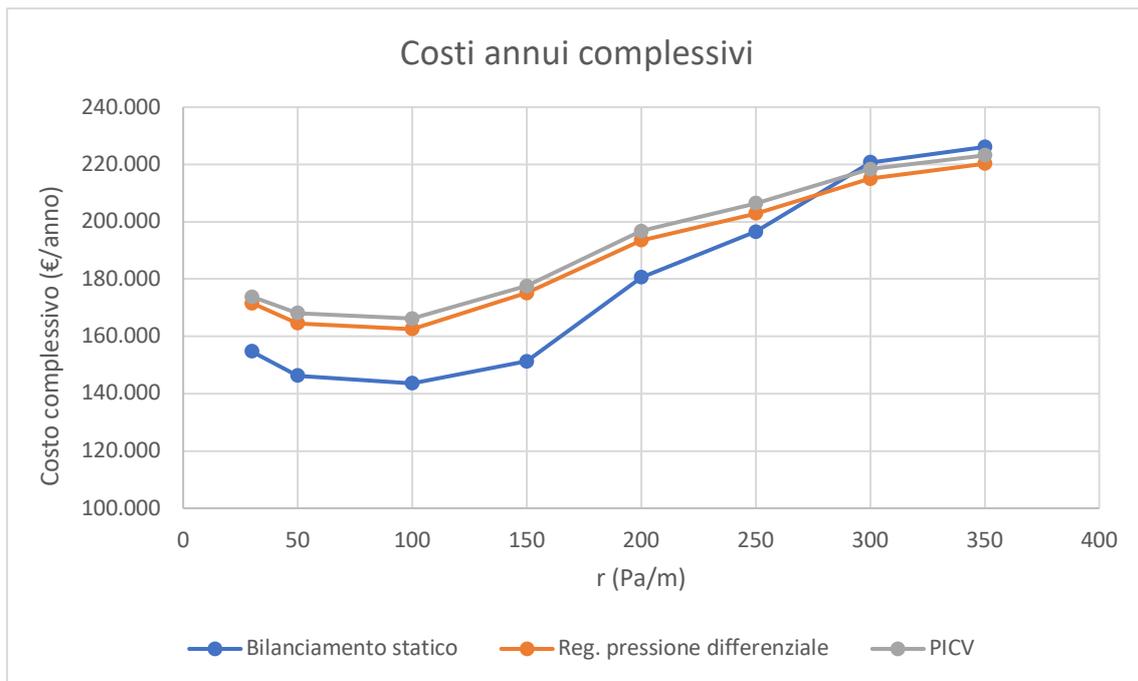


Grafico 9.7 - Costi annui complessivi

L'andamento della spesa finale presenta, in tutte le situazioni analizzate, un minimo in corrispondenza del punto  $r=100$  Pa/m.

In conclusione, il dimensionamento della rete ricorrendo a questo specifico coefficiente di perdita continua, rappresenta il compromesso migliore tra il contenimento dell'investimento iniziale e dei costi di pompaggio.

<b>Configurazione ottimale</b>			
<b>r (Pa/m)</b>	<b>Bilanciamento statico (€/anno)</b>	<b>regolazione <math>\Delta p</math> (€/anno)</b>	<b>PICV (€/anno)</b>
100	143.601	162.519	166.228

*Tabella 9.6 – Costi annui complessivi ottimali*

Si nota come la spesa annuale cresca al variare della strategia di bilanciamento a causa dell'aumento del costo di acquisto dei dispositivi, osservato nel capitolo precedente, unito alla necessità di garantire una prevalenza minima ai regolatori di pressione differenziale e alle PICV per il corretto funzionamento delle loro componenti dinamiche, al contrario dei dispositivi statici, che sono organi fissi.

Complessivamente, il costo annuo presenta un incremento, rispetto al bilanciamento statico, del 13% per i regolatori di pressione differenziale e del 16% per le PICV.

Si tratta di aumento che può essere ampiamente giustificato considerando i vantaggi derivanti dall'utilizzo dei dispositivi dinamici, come emergerà in modo dettagliato dall'analisi delle prestazioni che verrà effettuata nel capitolo successivo.



## 10. Analisi delle strategie di bilanciamento

Identificate le configurazioni ottimali a livello economico, possono essere effettuate delle considerazioni sul bilanciamento degli anelli, ricordando le tre differenti strategie considerate durante l'analisi:

- bilanciamento statico;
- regolazione della pressione differenziale;
- utilizzo di valvole di regolazione indipendenti dalla pressione (PICV).

Una rete si definisce bilanciata se in grado di far fluire attraverso i suoi terminali la portata di fluido termovettore necessaria ad ottenere la corretta emissione di energia termica, sia a carico totale che parziale. [17]

Di conseguenza, un'analisi comparativa in grado di stabilire quale strategia di bilanciamento sia la più efficace, può rappresentare un valido indicatore relativamente alla qualità di funzionamento dell'impianto.

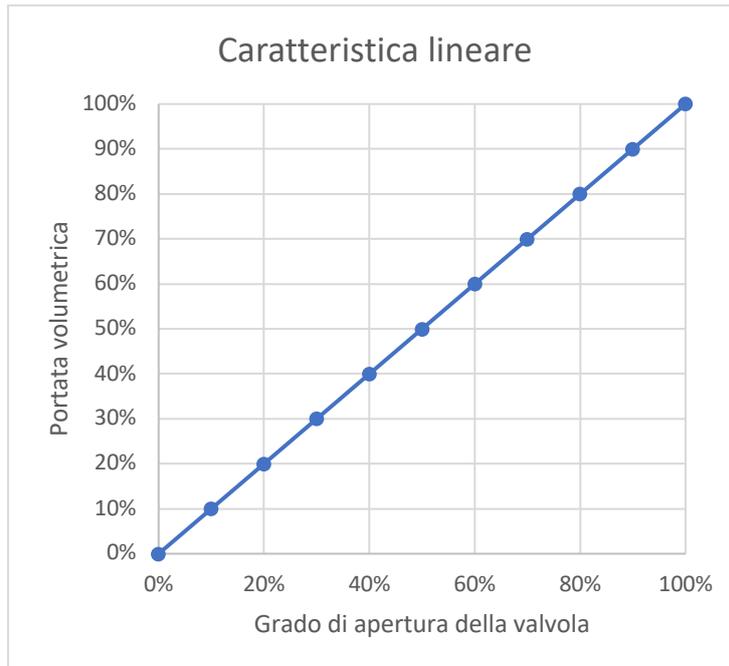
L'obiettivo di questo capitolo è quello di definire un metodo di comparazione, in termini numerici, tra le diverse soluzioni.

### 10.1. Definizione di un metodo di confronto

In riferimento alla definizione di bilanciamento appena introdotta, come indicatore per il confronto è stata identificata la differenza tra le portate effettive circolanti e quelle ideali, al variare del livello di parzializzazione nei dispositivi di regolazione.

I valori effettivi sono ricavati grazie al software, che permette di impostare il grado di apertura delle valvole di regolazione, visualizzando in tempo reale la variazione delle portate nei diversi rami della rete.

Le portate ideali, utilizzate come riferimento, sono ottenute considerando che sia le valvole di regolazione, nei dispositivi di bilanciamento statico e nei regolatori di pressione differenziale, che le PICV lavorino secondo una caratteristica lineare.



*Grafico 10.1 - Caratteristica lineare di una valvola di regolazione*

In condizioni di idealità quindi, la percentuale di apertura della valvola dovrebbe corrispondere esattamente a quella della portata che la attraversa [17].

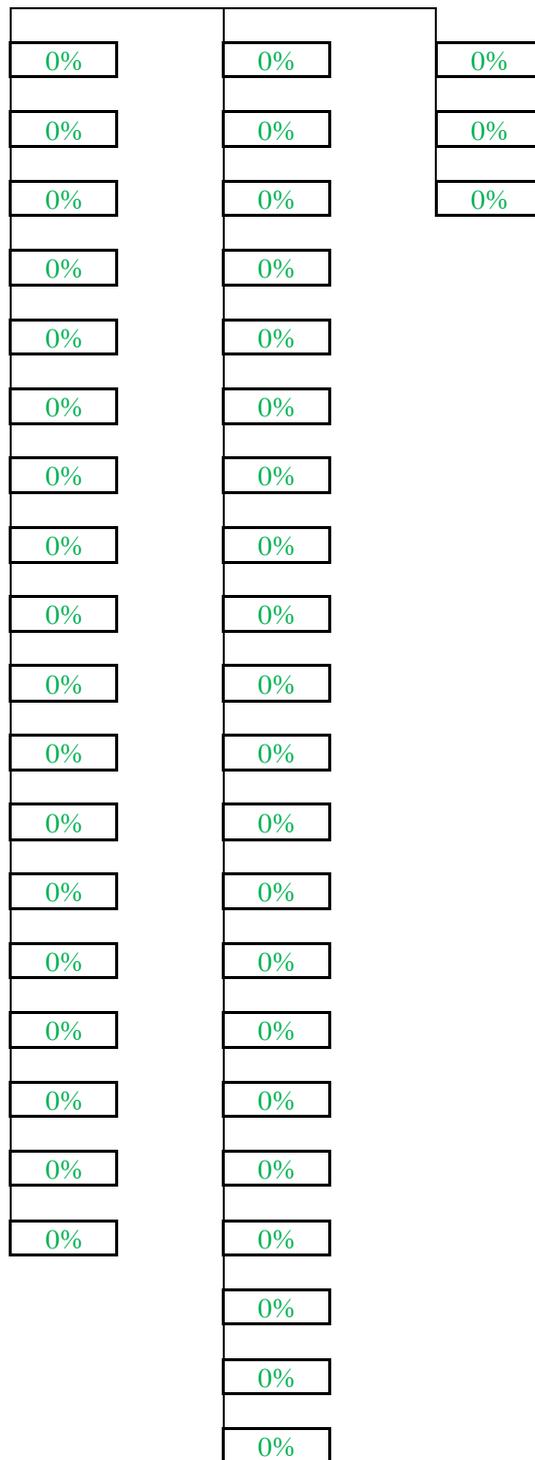
I dati di scostamento dei valori effettivi verranno quindi utilizzati per confrontare le diverse strategie: la qualità della soluzione di bilanciamento impiegata sarà tanto maggiore quanto più i risultati saranno vicini a quelli ideali.

Il riferimento per la trattazione è l'edificio A, ma tutte le considerazioni possono essere estese anche al secondo magazzino del complesso in esame.

## **10.2. Funzionamento a pieno carico**

Le immagini utilizzate nel seguito raffigurano una schematizzazione dell'anello a servizio dell'edificio A: ogni riquadro rappresenta lo scambiatore di calore lato acqua del rooftop e il valore numerico al suo interno corrisponde alla differenza percentuale tra la portata effettiva circolante e quella ideale.

Inizialmente è stato analizzato il funzionamento dell'impianto a pieno carico, con tutte le valvole di regolazione completamente aperte:



*Immagine 10.1 – Differenza percentuale rispetto alle portate ideali nel funzionamento a pieno carico*

In questa situazione, indipendentemente dalla strategia di bilanciamento analizzata, non emergono differenze tra i valori effettivi e quelli ideali.

A pieno carico infatti, le condizioni della rete corrispondono a quelle di progetto, che sono il riferimento secondo cui vengono regolati i diversi dispositivi, siano essi statici o dinamici.

### **10.3. Funzionamento a carico parziale**

Il funzionamento a pieno carico rappresenta in realtà il caso più gravoso, che raramente si verifica in fase di esercizio. L'impianto infatti si trova generalmente a lavorare a carico parziale, tramite l'azione delle valvole di regolazione che modificano le portate in base alle specifiche esigenze termiche delle zone servite dai rooftop.

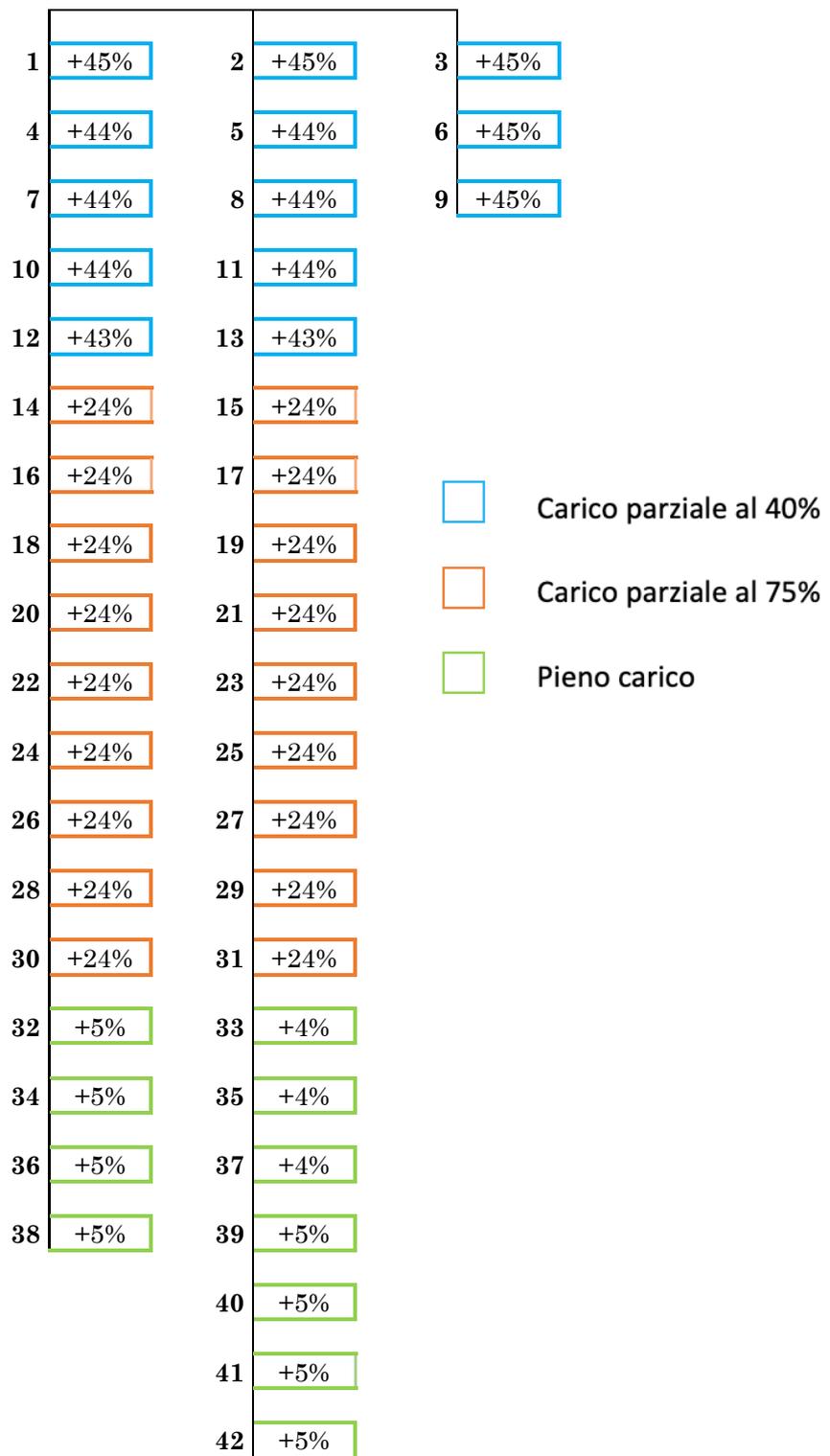
Un'analisi in questa configurazione consente quindi di far emergere delle differenze, in alcuni casi anche molto marcate, tra i diversi dispositivi di bilanciamento utilizzati, che possono essere spiegate riconducendosi ai loro diversi principi di funzionamento, mettendo in evidenza la maggior efficacia dei sistemi dinamici.

Gli schemi a seguire rappresentano le variazioni percentuali tra portate effettive ed ideali in una tipica configurazione a carico parziale ipotizzando, per i diversi terminali, un grado di apertura dei dispositivi di regolazione pari al:

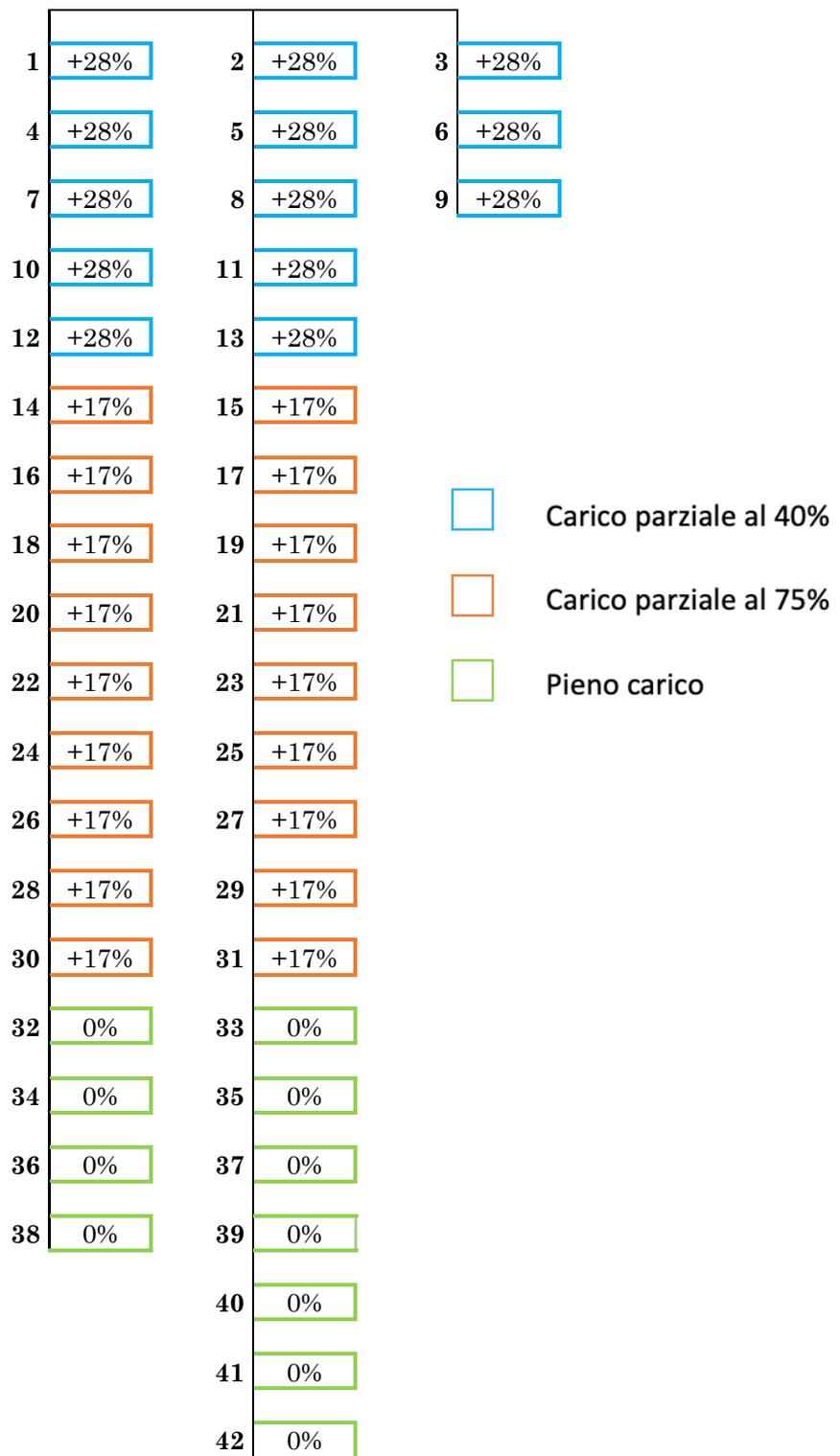
- 40% per i terminali con contorno azzurro;
- 75% per i terminali con contorno arancione;
- 100% per i terminali con contorno verde.

Nell'ordine, sono rappresentati i risultati relativi all'utilizzo di:

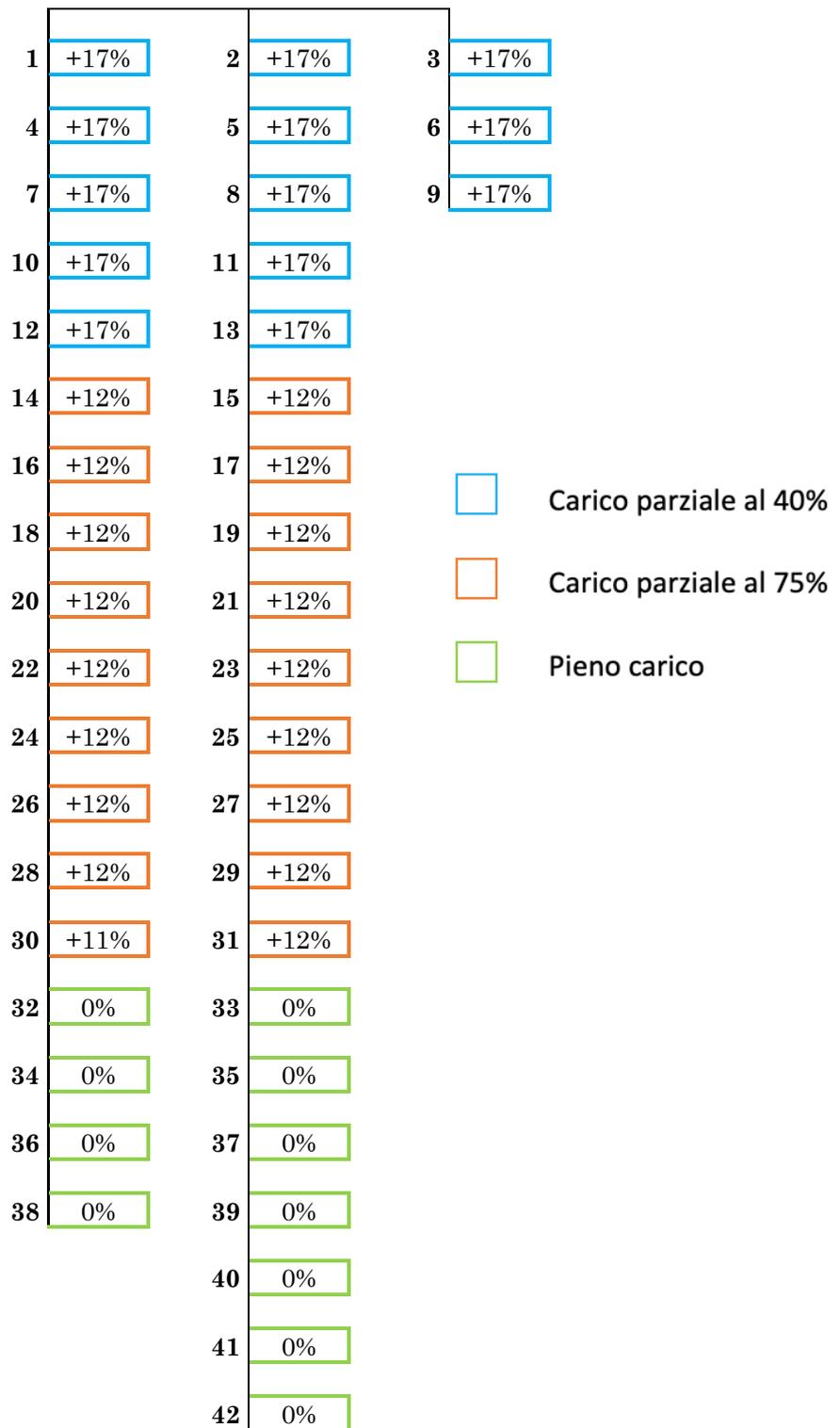
- valvole di bilanciamento statico;
- regolatori di pressione differenziale;
- valvole di regolazione indipendente dalla pressione.



*Immagine 10.2 – Differenze percentuali rispetto alle portate ideali nel funzionamento a carico parziale con valvole di bilanciamento statico*



*Immagine 10.3 – Differenze percentuali rispetto alle portate ideali nel funzionamento a carico parziale con regolatori della pressione differenziale*



*Immagine 10.4 – Differenze percentuali rispetto alle portate ideali nel funzionamento a carico parziale con PICV*

Dallo schema relativo al bilanciamento statico emerge un forte squilibrio delle portate, soprattutto nei terminali che lavorano in condizioni di carico parziale. Questo comportamento è sostanzialmente dovuto a due aspetti che interessano il funzionamento degli impianti a portata variabile, già analizzati nel capitolo relativo al bilanciamento delle reti.

Da un lato l'aumento della prevalenza disponibile dal circuito primario alle varie diramazioni, dovuta al continuo modificarsi della quantità di fluido complessiva circolante, porta ad un incremento della portata diretta ai circuiti secondari aperti.

Dall'altro le valvole di regolazione, parzializzando il flusso, provocano una riduzione delle perdite di carico nei vari circuiti secondari, aumentando ulteriormente il divario rispetto alla prevalenza disponibile.

Tutte queste variazioni non vengono compensate efficacemente dalle valvole di bilanciamento statico, trattandosi di organi fissi.

Ricorrendo ai regolatori di pressione differenziale è possibile osservare un miglioramento rispetto al caso precedente, con gli scostamenti dalle portate ideali che si riducono in confronto all'utilizzo delle valvole di bilanciamento statico.

Questi dispositivi mantengono costante la pressione differenziale ai capi della diramazione in cui sono installati, modificando dinamicamente la loro sezione di passaggio. In questo modo sono in grado di compensare completamente le variazioni della prevalenza disponibile dalla rete primaria, come è possibile osservare nei terminali che lavorano in condizioni di pieno carico, nei quali non si riscontrano eccessi di portata rispetto al valore di progetto.

Per quanto riguarda i terminali funzionanti a carico parziale restano comunque degli scostamenti, anche se minori rispetto al caso precedente. Questa differenza dai valori di portata ideale può essere spiegata andando ad analizzare in modo più dettagliato la singola diramazione controllata dal regolatore di pressione differenziale, in particolare soffermandosi sul funzionamento della valvola di regolazione.

L'efficacia di funzionamento di una valvola di regolazione può essere quantificata calcolandone l'autorità, una grandezza che consente di valutare la sua capacità di controllare la portata all'interno del circuito in cui è inserita. Viene calcolata con la formula seguente:

$$\text{autorità} = \frac{\Delta p_{\text{valvola}}}{\Delta p_{\text{valvola}} + \Delta p_{\text{circuito}}}$$

*Equazione 10.1 - Autorità di una valvola di regolazione [17]*

L'autorità esprime quindi il peso della perdita di carico generata dalla valvola, quando completamente aperta, rispetto alle perdite totali del circuito in cui è collocata, composto in questo caso dallo scambiatore lato acqua dell'unità rooftop e dai tratti di tubazione di collegamento con l'anello liquido, oltre che dalla valvola stessa [17].

Il suo valore, che per definizione può essere compreso tra 0% e 100%, consente di valutare l'efficacia della regolazione: una bassa autorità implica basse perdite di carico della valvola, che risulta sovradimensionata e quindi non in grado di controllare efficacemente la portata per la maggior parte della sua corsa. Al contrario, per alti valori di autorità la valvola risulta sottodimensionata, con una buona capacità di regolazione ma con l'introduzione di una perdita di carico eccessiva, che si ripercuote sull'energia consumata per il pompaggio.

Il software CHD, in modo analogo alla normale pratica progettuale, dimensiona le valvole con l'obiettivo di ottenere il compromesso migliore tra la qualità della regolazione e la limitazione delle spese di pompaggio con valori di autorità tipicamente compresi tra 30% e 50%. Di conseguenza, in fase di parzializzazione della portata sarà sempre presente uno scostamento rispetto ai valori ideali.

L'utilizzo delle valvole di regolazione indipendenti dalla pressione rappresenta la soluzione migliore, tra quelle esaminate, per il controllo delle portate di rete.

Anche in questo caso, nei terminali funzionanti a carico parziale, sono ancora presenti degli scostamenti rispetto ai valori di portata ideale che possono essere spiegati con il concetto di autorità, ricordando il principio di funzionamento di questi dispositivi:

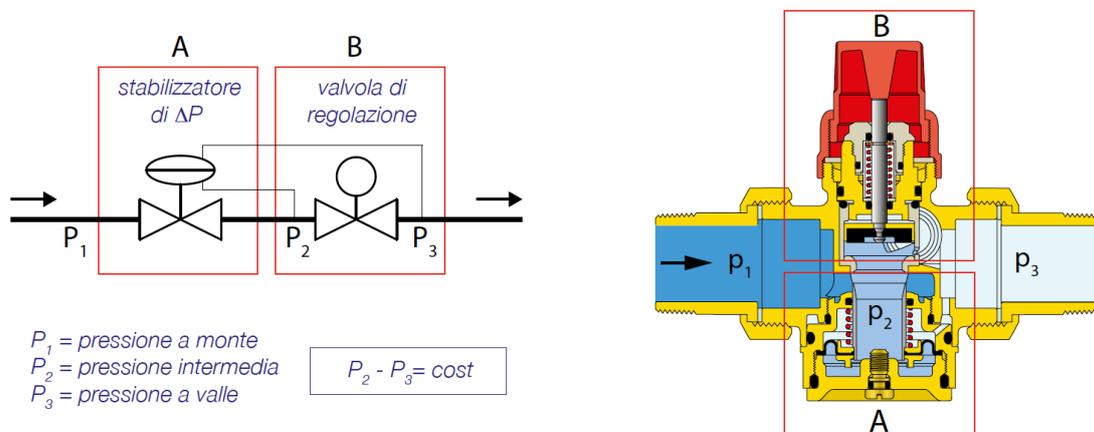


Immagine 10.5 – Funzionamento di una PICV [33]

Come schematizzato nell'immagine 10.5 le PICV sono composte da uno stabilizzatore automatico che mantiene costante la pressione differenziale agente tra i punti 2 e 3, ovvero sulla parte della valvola che gestisce la regolazione della portata.

A livello ideale quindi, questi dispositivi sarebbero in grado di compensare completamente sia gli eccessi di prevalenza disponibile dalla rete primaria, che la diminuzione delle perdite di carico nella diramazione secondaria in cui sono installati, dovuta alla riduzione della portata diretta al terminale in fase di parzializzazione del carico.

In questa situazione la capacità di regolazione sarebbe massima, con un'autorità della valvola pari al 100%, poiché il dispositivo non risentirebbe del peso delle cadute di pressione nel circuito in cui è inserito.

Il componente reale, il cui funzionamento è riprodotto all'interno del software, per via delle sue caratteristiche costruttive presenta inevitabilmente delle perdite di carico interne che si aggiungono a quelle introdotte dall'organo di regolazione.

Sempre in riferimento all'immagine 10.5 l'autorità effettiva della PICV, tenendo conto di questo aspetto può essere calcolata come:

$$a = \frac{\Delta p_{2,3}}{\Delta p_{2,3} + \Delta p_{interno}}$$

*Equazione 10.2 - Autorità di una PICV*

Di conseguenza, anche in questo caso le portate regolate presentano uno scostamento, seppur minore del caso precedente, rispetto al valore ideale.

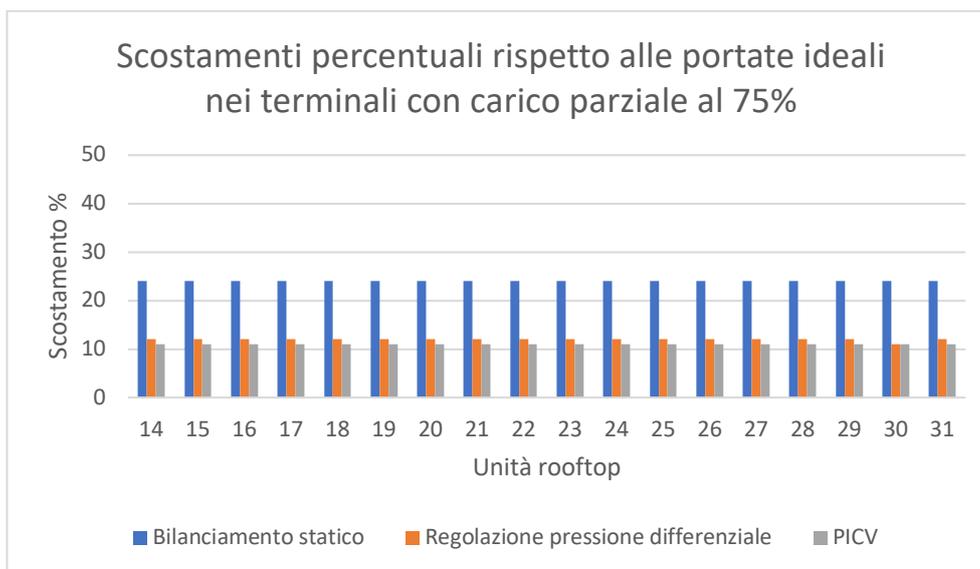
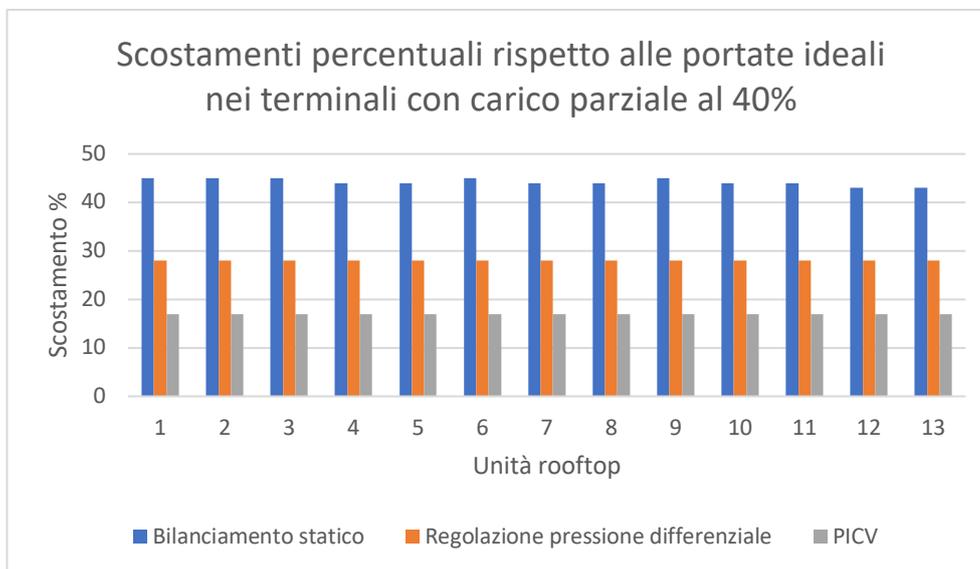
## **10.4. Considerazioni finali**

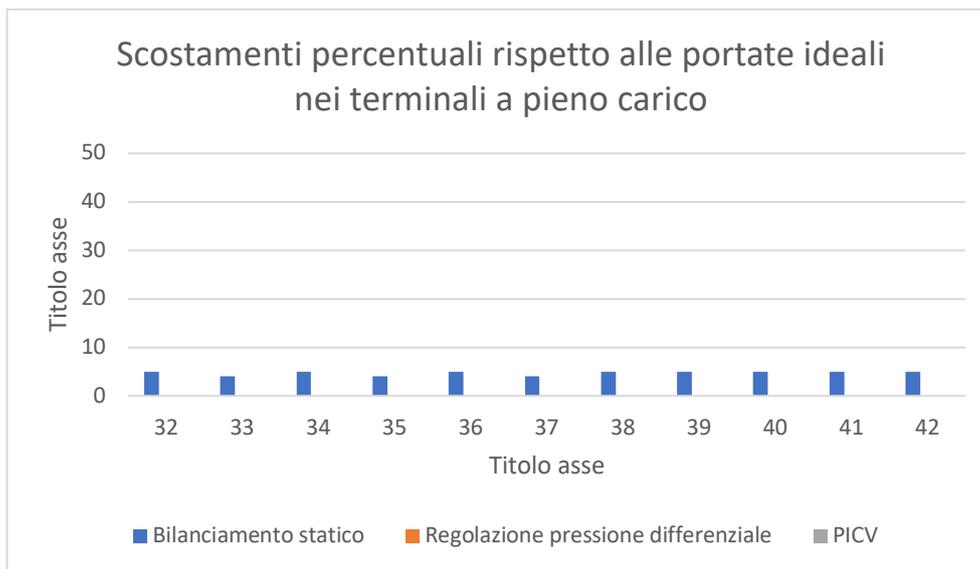
Dall'analisi a pieno carico non emergono differenze tra le diverse strategie di bilanciamento. Va comunque considerato che, come visto in precedenza, il bilanciamento statico presenta delle complicazioni aggiuntive in fase di installazione, poiché ogni regolazione sulla singola valvola disturba anche quelle effettuate in precedenza sulle altre; situazione che rende necessaria l'adozione di procedimenti iterativi per la taratura.

Inoltre, il funzionamento a pieno carico rappresenta una condizione estrema, presa come riferimento per la progettazione, ma che raramente si verifica in fase di esercizio.

Le considerazioni più significative emergono confrontando i risultati delle analisi a carico parziale.

Negli istogrammi sono riassunte le differenze percentuali tra portate effettive ed ideali per ogni terminale, nelle tre strategie di bilanciamento. I risultati sono raggruppati in base al grado di apertura delle valvole di regolazione:





*Grafici 10.2 – Scostamenti percentuali rispetto al valore di portata ideale*

Complessivamente si osserva come le differenze percentuali diventino più marcate all'aumentare del grado di parzializzazione delle portate. Inoltre, i dispositivi di bilanciamento dinamico garantiscono che non venga mai superato il valore massimo di portata.

Un altro aspetto dei dispositivi dinamici da evidenziare è il fatto che lo scostamento percentuale si mantenga costante e dipenda solamente dall'apertura delle valvole di regolazione. Nel caso del bilanciamento statico, invece, i vari rami si influenzano a vicenda, di conseguenza ogni terminale avrà una differenza dalla portata ideale leggermente diversa rispetto agli altri.

Questo comportamento può essere messo maggiormente in risalto considerando situazioni particolari, caratterizzate da un alto numero di fermi macchina. Ipotizzando, come esempio, di disattivare tutte le unità del ramo centrale, mentendo a pieno carico i rooftop restanti, si ottengono i seguenti risultati:

+14%	-100%	+17%
+14%	-100%	+18%
+14%	-100%	+18%
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+14%	-100%	
+15%	-100%	
+15%	-100%	
+15%	-100%	
	-100%	
	-100%	
	-100%	

*Immagine 10.6 – Situazione di fermi macchina con valvole di bilanciamento statico*





Le valvole di bilanciamento statico non sono in grado di gestire il forte aumento di prevalenza nei rami aperti, che viene compensato in modo più efficace dai regolatori di pressione differenziale e completamente assorbito dalle PICV.

In conclusione, le valvole di regolazione indipendenti dalla pressione rappresentano la soluzione più efficace per garantire il corretto funzionamento dell'impianto in qualsiasi situazione di carico.

Precedentemente era emerso come il costo annuo complessivo, nella configurazione ottimale della rete, assumesse il valore minimo con l'acquisto delle valvole di bilanciamento statico, con un incremento del 13% ricorrendo ai regolatori di pressione differenziale e del 16% per le PICV:

<b>Configurazione ottimale (€)</b>			
<b>r (Pa/m)</b>	<b>Bilanciamento statico (€)</b>	<b>Regolazione <math>\Delta p</math> (€)</b>	<b>PICV (€)</b>
100	143.601	162.519	166.228

*Tabella 10.1 – Spese annue complessive nella configurazione ottimale*

Al netto delle considerazioni effettuate in questo capitolo, un aumento della spesa annua è ampiamente giustificato considerando i vantaggi derivanti dall'impiego dei dispositivi dinamici, in particolare delle valvole di regolazione indipendenti dalla pressione.

## 11. Ottimizzazione del sistema di pompaggio

Per concludere l'analisi, l'ultimo elemento sul quale possono essere effettuate delle considerazioni è il sistema di pompaggio.

Come osservato analizzando i costi di funzionamento, essendo gli anelli d'acqua molto estesi, il peso delle perdite di carico continue delle tubazioni rispetto quelle complessive risulta molto elevato. Per questo motivo, nei circolatori era stata definita una curva caratteristica a prevalenza costante.

L'adozione di una curva proporzionale deve essere valutata con attenzione poiché potrebbe causare delle problematiche, soprattutto ai terminali più distanti dalla centrale termica: in caso di un'elevata riduzione della portata infatti, le pompe potrebbero non essere in grado di fornire la prevalenza necessaria a vincere le perdite di carico della rete e a garantire la portata nominale.

Ricorrere a queste caratteristiche è comunque possibile, considerando anche la potenziale riduzione dei consumi che possono portare. Occorre però ragionare attentamente sia sulla pendenza che sulla forma da adottare.

Viste le grandi dimensioni dei due anelli e i costi di investimento elevati, può essere presa in considerazione una programmazione personalizzata degli inverter, che controllano la velocità di rotazione del sistema di pompe gemellari. In questo modo, è possibile definire la curva caratteristica che meglio si adatta al progetto in esame.

La configurazione di riferimento della rete è quella ottimale emersa dallo studio dei capitoli precedenti, dimensionata con un coefficiente di perdita di carico continua medio pari a 100 Pa/m e bilanciata con valvole di regolazione indipendenti dalla pressione (PICV).

L'analisi sarà effettuata sull'anello dell'edificio A e i ragionamenti potranno essere estesi anche al secondo magazzino.

Verranno confrontati due tipi di curva:

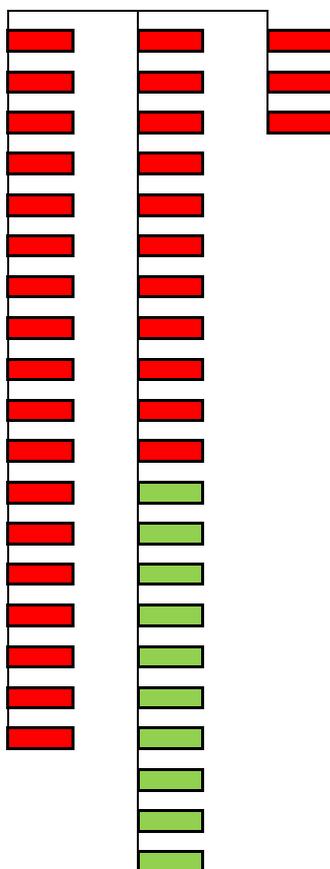
- proporzionale lineare, in cui la prevalenza partendo dal valore massimo diminuisce linearmente al ridursi della portata;
- proporzionale quadratica, in cui la riduzione in funzione della portata avviene seguendo un andamento parabolico.

Di seguito è illustrato il ragionamento seguito nella definizione delle curve, per poi analizzare i risultati ottenuti.

## 11.1. Costruzione della caratteristica lineare

In questa prima soluzione, a partire dal valore massimo, la prevalenza diminuisce linearmente al ridursi della portata fino ad un limite minimo, che ne determina l'inclinazione. Con una pendenza eccessiva, in caso di forte diminuzione della portata, potrebbe non essere possibile servire adeguatamente i terminali più sfavoriti, generalmente quelli più lontani dalla centrale termica. Per questo motivo è stata definita una condizione limite di funzionamento della rete, stabilendo un numero minimo di unità cui i circolatori dovranno garantire la prevalenza necessaria e che verrà utilizzata come riferimento per definire la curva caratteristica.

Il software permette di identificare il ramo della rete più svantaggiato, ovvero quello che necessita della prevalenza maggiore per poter servire tutti i terminali. Si è ipotizzato quindi di mantenere a pieno carico la metà più lontana dalla centrale termica delle unità installate in questa diramazione, chiudendo completamente tutte le valvole di regolazione degli altri scambiatori come illustrato nell'immagine 11.1.



*Immagine 11.1 - Configurazione limite della rete di distribuzione*

La configurazione limite è illustrata ricorrendo ad uno schema analogo a quelli impiegati nel capitolo 10: in verde sono identificati i terminali in funzione mentre in rosso sono rappresentati i terminali chiusi.

La pressione differenziale massima necessaria all'anello A, in condizioni di progetto, viene calcolata dal software di dimensionamento ed è pari a 27 m C.A.

La costruzione è stata effettuata partendo dall'equazione che definisce una generica retta:

$$H = m \cdot G + q \quad [m \text{ C.A.}]$$

*Equazione 11.1 – Espressione generica di una curva proporzionale lineare*

Dove:

H = prevalenza [m C.A.];

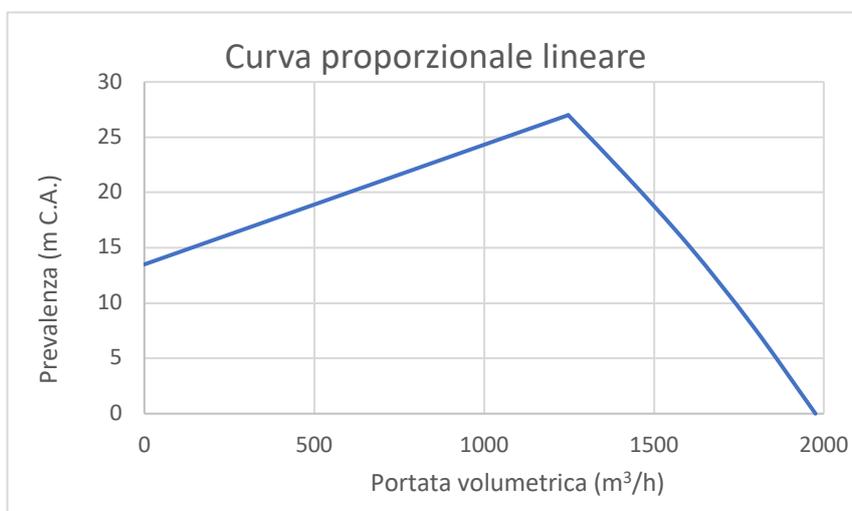
G = portata volumetrica [ $m^3/h$ ];

m, q = coefficienti che definiscono la forma della retta.

Il valore dei coefficienti m e q è stato ricavato imponendo il passaggio della retta per il punto a portata nulla e prevalenza minima imponendo il passaggio per il punto identificato da portata di progetto e prevalenza massima.

Partendo da un valore inizialmente nullo, la prevalenza minima è stata aumentata progressivamente, riducendo di conseguenza l'inclinazione della curva caratteristica, fino a quando il sistema di pompaggio non è stato in grado di garantire la portata corretta nella configurazione limite.

Il risultato è stata una curva che si riduce fino al 50% del valore iniziale:



*Grafico 11.1 - Curva proporzionale lineare*

## 11.2. Costruzione della caratteristica quadratica

Analizzando le perdite di carico complessive di un circuito era emerso il seguente legame di proporzionalità con la portata:

$$\Delta p_{tot} \propto G^{1,9}$$

*Equazione 11.2 – Proporzionalità delle perdite di carico complessive*

Approssimando è possibile ricondurre l'andamento ad una legge quadratica. Di conseguenza, può essere presa in considerazione una curva caratteristica per i circolatori che segua un comportamento analogo.

In questo caso quindi la costruzione è stata effettuata ricavando l'equazione di una parabola avente asse di simmetria che corrisponde a quello delle ordinate:

$$H = a \cdot G^2 + b \quad [m \text{ C.A.}]$$

*Equazione 11.3 – Espressione generica di una curva proporzionale quadratica*

Dove:

H = prevalenza [m C.A.];

G = portata volumetrica [ $m^3/h$ ];

a, b = coefficienti che definiscono la forma della parabola.

Il valore dei coefficienti a e b è stato ricavato collocando il vertice della parabola nel punto a portata nulla e prevalenza minima, imponendo il passaggio per il punto identificato da portata di progetto e prevalenza massima.

Analogamente al caso precedente, la pressione differenziale minima è stata progressivamente aumentata fino a quando i terminali in funzione nella configurazione limite non vengono raggiunti dalla portata nominale.

La curva ottenuta presenta una prevalenza che diminuisce fino al 60% del valore massimo:

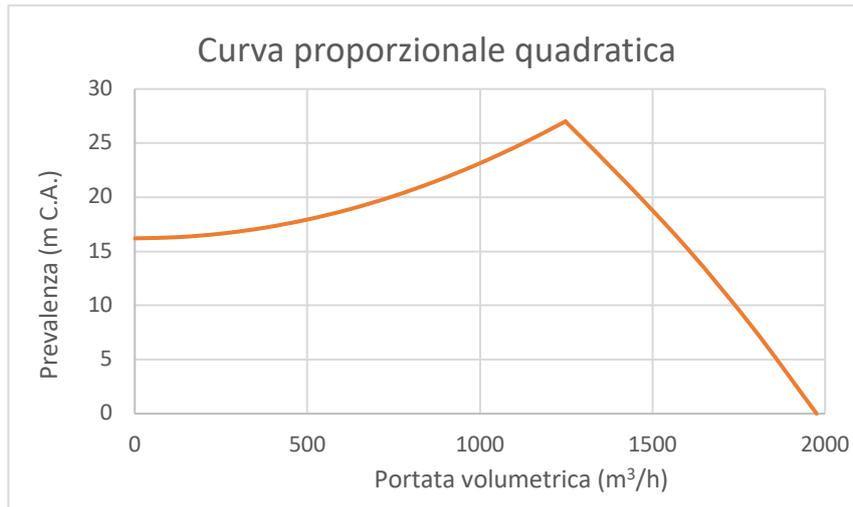


Grafico 11.2 - Curva proporzionale quadratica

### 11.3. Analisi dei risultati

Confrontando le due curve caratteristiche è possibile osservare come il loro andamento non presenti delle differenze rilevanti, con la curva quadratica che raggiunge una prevalenza pari al 60% di quella massima rispetto alla curva lineare, che scende fino al 50%.

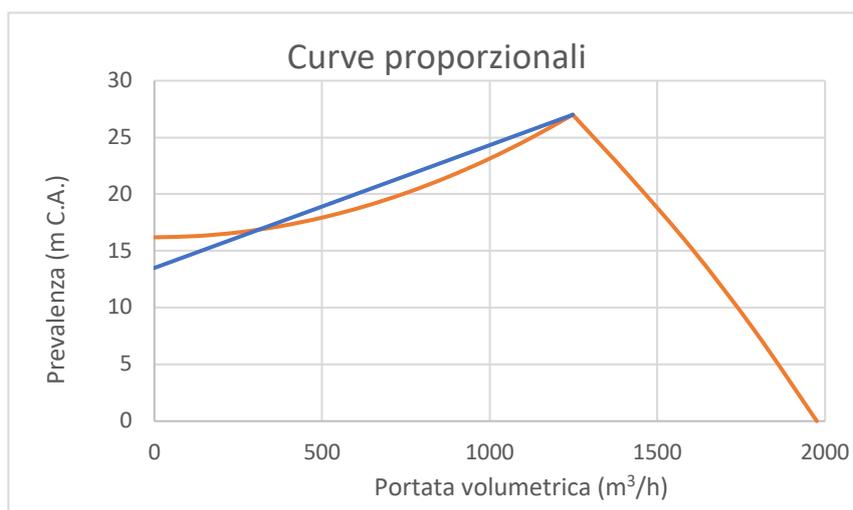


Grafico 11.3 - Curve caratteristiche proporzionali

Questa differenza sul valore minimo raggiunto è causata dalla concavità della parabola: dovendo garantire il corretto funzionamento dell'impianto in quello che era stato definito come caso limite, peraltro identificato nel grafico come

punto di intersezione tra le due caratteristiche, è necessario che la prevalenza minima della curva quadratica sia più elevata.

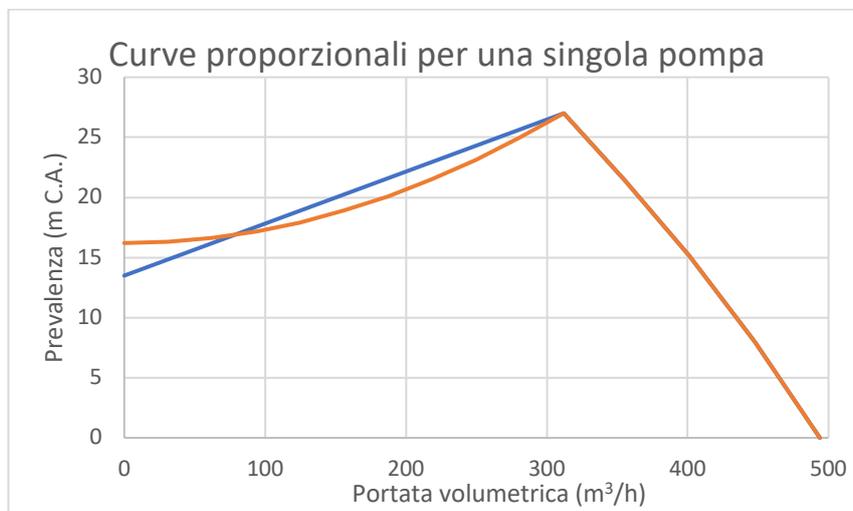
Nel modello utilizzato per le simulazioni il sistema di pompe gemellari era stato semplificato sostituendolo con un circolatore singolo modellato per elaborare una portata data dalla somma dei contributi dei circolatori contemporaneamente in funzione:

$$G_{totale} = n \cdot G_{singolo\ circolatore} \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

*Equazione 11.4 – Portata elaborata da un insieme di n pompe gemellari*

Dove n identifica il numero di pompe gemellari attive, che nel caso specifico in esame sono quattro.

La curva caratteristica relativa al singolo dispositivo, secondo cui programmare gli inverter è ottenuta quindi dividendo la portata elaborata dal circolatore utilizzato nel software per un valore di n pari a 4:



*Grafico 11.4 - Curve caratteristiche proporzionali relative al circolatore singolo*

Per quantificare il risparmio energetico dato da queste soluzioni, il funzionamento dell'impianto è stato nuovamente simulato modificando le caratteristiche dei circolatori tramite il software.

Di seguito sono riassunti i risultati, riportando anche i consumi precedentemente ottenuti con la curva a prevalenza costante:

<b>Prevalenza costante</b>	
Complessivo (MWh)	Costo (€/anno)
336,149	38.657

<b>Prevalenza proporzionale lineare</b>	
Complessivo (MWh)	Costo (€/anno)
305,212	35.099

<b>Prevalenza proporzionale quadratica</b>	
Complessivo (MWh)	Costo (€/anno)
303,716	34.927

*Tabella 11.1 – Risultati delle simulazioni di funzionamento*

Vista la similitudine tra le due caratteristiche proporzionali, anche tra i consumi di energia elettrica non emergono differenze apprezzabili. Confrontando invece i valori con quelli relativi al funzionamento a prevalenza costante, il risparmio diventa più rilevante, con una riduzione dei costi pari al 9% per la curva proporzionale lineare e al 10% per quella quadratica.

L'utilizzo di una di queste due soluzioni risulta quindi vantaggioso, riducendo la spesa annua e garantendo nello stesso tempo il corretto funzionamento della rete.

La modifica della curva caratteristica è inoltre di un intervento semplice, che non richiede particolari spese aggiuntive o modifiche all'impianto.



## 12. Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi sono state effettuate alcune considerazioni relative al dimensionamento e all'ottimizzazione di un circuito di distribuzione. Nello specifico è stata esaminata una struttura, composta da due magazzini, nei quali è prevista l'installazione di unità di tipo rooftop per il trattamento dell'aria, collegate alla centrale termica tramite un anello d'acqua. Sul comportamento di quest'ultimo si è concentrata l'analisi.

Dalla prima parte dello studio emerge la progressiva riduzione del costo di investimento iniziale, al crescere del coefficiente di perdita di carico lineare utilizzato per il dimensionamento.

La selezione delle tubazioni è stata effettuata secondo due logiche differenti, ricorrendo in un caso ad un coefficiente medio e nell'altro ad uno massimo. In entrambi gli approcci la riduzione della spesa totale non è lineare, ma tende a stabilizzarsi per valori superiori a  $r=150$  Pa/m.

Complessivamente, l'utilizzo di un parametro medio porta alla selezione di diametri inferiori, ottenendo quindi valori di costo più bassi. Di conseguenza, questa metodologia di dimensionamento è stata assunta come riferimento nel proseguire dello studio.

Grazie alle simulazioni di funzionamento dell'impianto effettuate tramite il software Caleffi Hydronic Design è stato invece possibile osservare un incremento nei consumi dei circolatori e della relativa spesa per la corrente elettrica al crescere del valore di  $r$ . La progressiva riduzione del diametro delle tubazioni porta infatti ad un aumento delle perdite di carico nel circuito, con le pompe che si troveranno a dover fornire una prevalenza maggiore.

Al contrario dei costi di investimento, quelli di pompaggio crescono quasi linearmente all'aumentare del coefficiente di perdita localizzato. L'utilizzo di un valore troppo elevato, pur riducendo la spesa iniziale, risulta svantaggioso a livello di gestione complessiva.

La necessità di contenere i costi di investimento deve quindi conciliarsi con l'esigenza di ridurre il più possibile le spese per la gestione della rete di distribuzione. I due contributi sono stati uniti, dopo aver opportunamente annualizzato la spesa iniziale, ricavando il costo annuo complessivo. L'andamento di questo valore assume un minimo per un coefficiente di perdita di carico lineare pari a 100 Pa/m, indipendentemente dalle strategie di bilanciamento analizzate. Il dimensionamento della rete adottando questo specifico parametro rappresenta la soluzione ottimale.

Il valore effettivo della spesa finale è influenzato dai differenti dispositivi per il bilanciamento confrontati, pur non modificandone l'andamento generale.

La maggior complessità dei dispositivi dinamici rispetto alle valvole di bilanciamento statico porta ad un incremento del costo d'acquisto ma anche delle spese per il pompaggio, vista la necessità di garantire una prevalenza minima per il corretto funzionamento dei regolatori di pressione differenziale e delle PICV.

Una rete è definita bilanciata quando in grado di far fluire attraverso i suoi terminali la corretta quantità di fluido termovettore, necessaria ad ottenere l'emissione di energia termica sia a carico totale che parziale. Partendo da questa definizione, le tre soluzioni sono state confrontate, valutando la differenza tra le portate effettive circolanti e quelle ideali, al variare dell'apertura dei dispositivi di regolazione.

Le valvole indipendenti dalla pressione sono risultate la soluzione migliore, in grado di compensare in modo efficace gli squilibri indotti nella rete impedendo inoltre che i vari rami risentano dell'influenza reciproca.

Il costo annuo complessivo, nella configurazione ottimale, assume il valore minimo per l'acquisto delle valvole di bilanciamento statico, con un incremento del 16% per le PICV, ampiamente giustificato alla luce dei vantaggi derivanti dall'impiego di questi dispositivi.

Di seguito sono riassunti i valori numerici ottenuti:

<b>Configurazione ottimale</b>	
r (Pa/m)	100
Investimento (€)	1.375.095
Bilanciamento con PICV (€)	230.910
Investimento totale (€)	1.606.005
Investimento annuo (€/anno)	81.937
Costo per il pompaggio (€/anno)	84.291
Costo annuo totale (€/anno)	166.228

*Tabella 12.1 – Configurazione ottimale degli anelli al termine dello studio*

Ad un livello più generale emerge l'importanza del bilanciamento di un circuito idraulico, soprattutto nelle moderne soluzioni a portata variabile e in reti di grande estensione. Senza un adeguato controllo l'impianto non è in grado di garantire la corretta quantità di fluido ai terminali impendendo di soddisfare le richieste dell'utenza e rendendo inefficace l'azione delle valvole di regolazione.

Inoltre, la soluzione ottimale in una specifica situazione impiantistica può non esserlo in altre. Diventa quindi interessante la possibilità di confrontare

diverse configurazioni, in quanto non sempre l'approccio economicamente migliore garantisce il raggiungimento degli obiettivi.

Per concludere l'analisi sono state effettuate alcune considerazioni relative al sistema di pompaggio. Essendo gli anelli d'acqua molto estesi, inizialmente era stata definita una curva caratteristica a prevalenza costante per i circolatori.

L'adozione di una curva proporzionale permette di ridurre i costi di gestione, ma occorre valutarne attentamente la forma. In particolare, è necessario evitare che, in caso di eccessiva riduzione della portata, i circolatori non siano in grado di fornire la prevalenza necessaria a vincere le perdite di carico della rete di distribuzione e a far fluire la portata nominale. I due tipi di curva proporzionale analizzati, lineare e quadratico, sono stati ricavati in modo che le pompe siano in grado di garantire la portata corretta, sia a pieno carico che in una configurazione limite, identificata stabilendo un numero minimo di unità in funzione.

Per quantificare la riduzione dei consumi il funzionamento dell'impianto è stato nuovamente simulato modificando le caratteristiche dei circolatori.

I risultati sono simili per le due curve e permettono di ottenere un risparmio energetico nell'ordine del 10% rispetto all'adozione di una caratteristica a prevalenza costante.

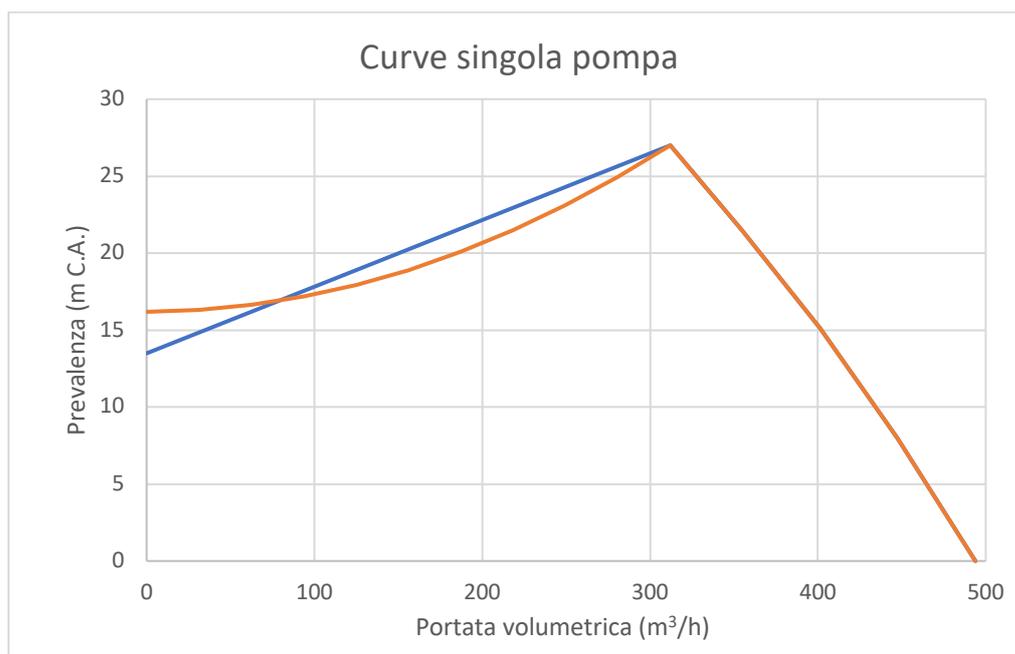


Grafico 12.1 - Curve caratteristiche proporzionali per i circolatori

Alcuni elementi possono essere presi come spunto per eventuali approfondimenti futuri.

In primo luogo, sono possibili dei miglioramenti in riferimento alla modellazione delle unità rooftop, principalmente su due aspetti: la possibilità delle macchine di lavorare variando la portata d'aria trattata e la dipendenza dei rendimenti dalla temperatura esterna.

Viste le difficoltà riscontrate nel riprodurre il comportamento dei rooftop all'interno del software essi sono stati modellati per lavorare con la portata di aria esterna ed interna nominali, riportate nella scheda tecnica. Non è stata considerata la possibilità delle macchine di modificare la quantità d'aria trattata per avere un corretto ricambio nei locali.

Per lo stesso motivo anche i rendimenti sono stati assunti costanti pari ai dati di targa, sia per quanto riguarda il COP che l'EER. Nella realtà questi due valori saranno invece influenzati dalla temperatura esterna. Potrebbe essere di interesse, per il miglioramento della simulazione, analizzare la variazione di queste grandezze al variare del parametro di temperatura.

Un altro aspetto da approfondire riguarda la caratterizzazione dell'involucro edilizio. Per simulare il funzionamento dei rooftop la volumetria totale di ogni magazzino è stata divisa per il numero di unità installate, ottenendo il volume teorico di ogni zona che dovrà essere controllata dalla singola macchina. All'interno del software utilizzato, questo volume deve essere definito a livello di carico termico e tipologia di involucro edilizio. Questa configurazione consente di simulare il funzionamento delle macchine in modo realistico ma rende l'ambiente complessivamente piuttosto omogeneo. Al fine di migliorare i risultati potrebbe essere interessante approfondire lo studio relativo alla caratterizzazione delle due strutture con l'obiettivo di ridurre questa situazione di uniformità.





## Bibliografia

- [1] «RIDO punto energia,» [Online]. Available: <http://www.ridopuntoenergia.it/2017/05/23/l-impianto-termico/>.
- [2] «Herz italia,» [Online]. Available: [https://herzitalia.it/schema-impianto-di-riscaldamento/impianto\\_riscaldamento\\_autonomo/](https://herzitalia.it/schema-impianto-di-riscaldamento/impianto_riscaldamento_autonomo/).
- [3] «Wikipedia - Impianto termico,» [Online]. Available: [https://it.wikipedia.org/wiki/Impianto\\_termico](https://it.wikipedia.org/wiki/Impianto_termico).
- [4] «Ital soft,» [Online]. Available: <https://www.italsoft.net/certificazione-energetica/>.
- [5] Caleffi S.p.A., *Dispositivi per il bilanciamento dei circuiti*, 2018.
- [6] Caleffi S.p.A., *Bilanciamento parte 1, Focus tecnico*, 2015.
- [7] «CoffeeNews.it,» [Online]. Available: <https://www.coffeenews.it/rete-di-distribuzione-di-un-impianto-di-riscaldamento>.
- [8] Belimo Servomotori S.r.l., *Water Book, Documentazione tecnica*, 2014.
- [9] Caleffi S.p.A., *Idraulica*, n. 42, 2012.
- [10] «Wikipedia - Perdite di carico,» [Online]. Available: [https://it.wikipedia.org/wiki/Perdita\\_di\\_carico](https://it.wikipedia.org/wiki/Perdita_di_carico).
- [11] Doninelli, Marco e Mario; Caleffi S.p.A., Quadreni Caleffi, Tabelle e diagrammi perdite di carico acqua.
- [12] «ecoacque.it,» [Online]. Available: <http://www.ecoacque.it/phocadownload/le%20perdite%20di%20carico%20nei%20circuiti%20idraulici.pdf>.
- [13] Caleffi S.p.A., *Idraulica*, vol. 28, 2005.
- [14] «Wikipedia - Valvola (idraulica),» [Online]. Available: [https://it.wikipedia.org/wiki/Valvola\\_\(idraulica\)](https://it.wikipedia.org/wiki/Valvola_(idraulica)).
- [15] «oppo.it,» [Online]. Available: [https://www.oppo.it/calcoli/coefficiente\\_portata\\_kv.htm](https://www.oppo.it/calcoli/coefficiente_portata_kv.htm).
- [16] «asconumatics.eu,» [Online]. Available: [http://www.asconumatics.eu/images/site/upload/\\_it/pdf1/v1215it.PDF](http://www.asconumatics.eu/images/site/upload/_it/pdf1/v1215it.PDF).
- [17] Caleffi S.p.A., *Idraulica*, n. 56, 2019.
- [18] «galletti.com,» [Online]. Available: [https://www.galletti.com/public/site\\_document/BC\\_FLAT\\_IT\\_18.pdf](https://www.galletti.com/public/site_document/BC_FLAT_IT_18.pdf).
- [19] «Wikipedia - Pompa fluidodinamica,» [Online]. Available: [https://it.wikipedia.org/wiki/Pompa\\_fluidodinamica#Pompa\\_centrifuga](https://it.wikipedia.org/wiki/Pompa_fluidodinamica#Pompa_centrifuga).
- [20] «manutenzioneefficiente.com,» [Online]. Available: <https://www.manutenzioneefficiente.com/pompa-centrifuga-funzionamento/>.

- [21] «asvstubbe.it,» [Online]. Available:  
<https://www.asvstubbe.it/blog/funzionamento-di-una-pompa-centrifuga/>.
- [22] «manutenzionefficiente.com,» [Online]. Available:  
<https://www.manutenzionefficiente.com/curva-caratteristica-pompa-elementi-fondamentali/>.
- [23] Caleffi S.p.A., *Idraulica*, n. 53, 2017.
- [24] Grundfos pompe italia s.r.l., Listino prezzi 2019, 2019.
- [25] P. Nuccio, *Pompe centrifughe*, Torino: Appunti del corso "Complementi di macchine e meccanica strutturale", 2017-18.
- [26] «irriworks.com,» [Online]. Available:  
[https://www.irriworks.com/wiki/doku.php/irrigazione:curva\\_caratteristica\\_di\\_una\\_pompa\\_centrifuga](https://www.irriworks.com/wiki/doku.php/irrigazione:curva_caratteristica_di_una_pompa_centrifuga).
- [27] Caleffi S.p.A., *Idraulica*, n. 48, 2015.
- [28] Caleffi S.p.A., *Bilanciamento parte 2, Focus tecnico*, 2015.
- [29] «Wikipedia - Effetto Venturi,» [Online]. Available:  
[https://it.wikipedia.org/wiki/Effetto\\_Venturi](https://it.wikipedia.org/wiki/Effetto_Venturi).
- [30] Caleffi S.p.A., *Depliant tecnico. Serie 130*, 2019.
- [31] Caleffi S.p.A., Listino prezzi aprile 2019, 2019.
- [32] Caleffi S.p.A., *Bilanciamento parte 4, Focus tecnico*, 2015.
- [33] Caleffi S.p.A., *Bilanciamento parte 5, Focus tecnico*, 2015.
- [34] Caleffi S.p.A., *Bilanciamento parte 6, Focus tecnico*, 2015.
- [35] Caleffi S.p.A., *Depliant tecnico. Serie 140-142*, 2019.
- [36] Caleffi S.p.A., *Bilanciamento parte 7, Focus tecnico*, 2015.
- [37] Caleffi S.p.A., *Depliant tecnico. Serie 519*, 2019.
- [38] archiexpo.it, «archiexpo.it,» [Online]. Available:  
<https://www.archiexpo.it/prod/climaveneta/product-59392-556575.html>.
- [39] «edutecnica.it,» [Online]. Available:  
<http://www.edutecnica.it/macchine/frigo/frigo.htm>.
- [40] «Wikipedia - Fluido refrigerante,» [Online]. Available:  
[https://it.wikipedia.org/wiki/Fluido\\_refrigerante](https://it.wikipedia.org/wiki/Fluido_refrigerante).
- [41] «expo clima.net,» [Online]. Available:  
[http://www.expo clima.net/dossier/158/caratteristiche\\_di\\_funzionamento\\_e\\_differenze\\_tra\\_pompe\\_di\\_calore\\_a\\_gas\\_ed\\_elettriche.htm](http://www.expo clima.net/dossier/158/caratteristiche_di_funzionamento_e_differenze_tra_pompe_di_calore_a_gas_ed_elettriche.htm).
- [42] Climaveneta S.p.A., *Scheda tecnica WET2-RTF*, 2019.
- [43] «centro galileo.it,» [Online]. Available:  
[http://www.centro galileo.it/nuovaPA/Articoli%20tecnici/Fantoni/impianti%20climatizzaz%20ad%20acqua5\\_98.htm](http://www.centro galileo.it/nuovaPA/Articoli%20tecnici/Fantoni/impianti%20climatizzaz%20ad%20acqua5_98.htm).

- [44] «product-selection.grundfos.com,» [Online]. Available: <https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?custid=GMA&productnumber=97837172&qcid=698608153>.
- [45] Caleffi S.p.A., «Caleffi hydronic design,» [Online]. Available: <https://www.caleffi.com/italy/it/caleffi-hydronic-design>.
- [46] «victaulic.com,» [Online]. Available: <https://www.victaulic.com/>.
- [47] «trevitec.com,» [Online]. Available: <https://www.trevitec.com/introduzione.html>.
- [48] C. d. C. c. d. Cuneo, Prezziario, 2018.
- [49] V. Verda, Calcolo dell'annualità, Torino: Appunti del corso "Complementi di Energetica".
- [50] «Wikipedia - Commissioning,» [Online]. Available: <https://it.wikipedia.org/wiki/Commissioning>.
- [51] Tour & Anderson Hydronics AB, Balancing of Distribution System, 2000.
- [52] «ilmeteo.it,» [Online]. Available: <https://www.ilmeteo.it/meteo/Trecate>.
- [53] «sorgenia.it,» [Online]. Available: <https://www.sorgenia.it/guida-energia/elettricit/prezzi-luce-italia-ed-estero>.