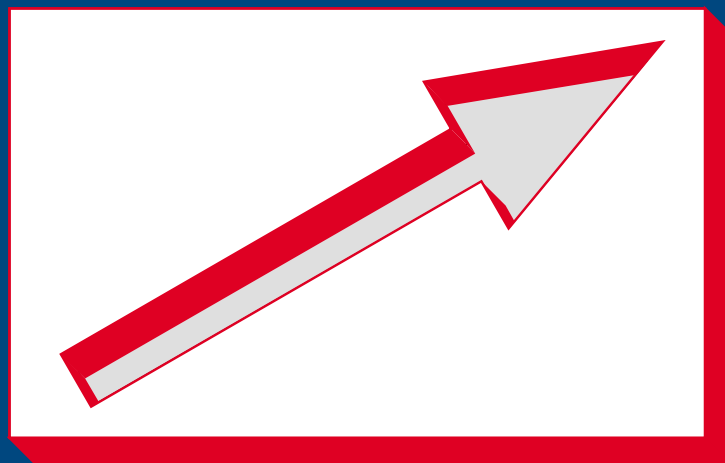


IL BILANCIAMENTO DINAMICO DEI CIRCUITI IDRONICI



AutoFlow[®]

LO STABILIZZATORE
AUTOMATICO DI PORTATA

 **CALEFFI**

DISPENSA TECNICA

IL BILANCIAMENTO DINAMICO DEI CIRCUITI IDRONICI

LO STABILIZZATORE AUTOMATICO DI PORTATA

AUTOFLOW

CLAUDIO ARDIZZOIA

WALTER SCHINCARIOL

INDICE

CIRCUITI BILANCIATI

Il bilanciamento manuale-pompa a velocità costante pag. 4

Esempio	4
Carico parziale	9
Consumi energetici	12

Il dispositivo Autoflow pag. 13

Leggi equilibrio Autoflow	13
Geometria Autoflow	14
Dimensioni Autoflow	15
Funzionamento Autoflow	16
Tolleranze sulle portate	18

Il bilanciamento con Autoflow-pompa a velocità costante pag. 19

Un bilanciamento continuo	19
Progettazione con Autoflow	20
Esempio	20
Carico parziale	21

Il bilanciamento manuale-pompa a velocità variabile pag. 24

Regolazione costante	24
Regolazione proporzionale	26

Il bilanciamento con Autoflow-pompa a velocità variabile pag. 28

Δp minimo di lavoro	28
Risparmio energetico	29

Applicazione dei circuiti con Autoflow pag. 30

Note introduttive

Con questa dispensa ci si prefigge lo scopo di fornire utili indicazioni circa il vantaggio derivante dall'utilizzo nei circuiti idraulici dello stabilizzatore automatico di portata Autoflow.

Esso permette di poter realizzare quello che viene definito bilanciamento dinamico e continuo dei circuiti nei quali viene inserito.

L'analisi proposta è effettuata cercando di focalizzare l'attenzione sugli aspetti tecnici di più immediata comprensione e rimandare alle appendici a fondo testo i richiami necessari ad uno studio più approfondito. In particolare vengono considerati i circuiti chiusi degli impianti di climatizzazione, per poi estendere ad altre applicazioni le considerazioni emerse durante l'analisi.

I riferimenti bibliografici sono evidenziati da: [n°].

I CIRCUITI BILANCIATI

I moderni impianti di climatizzazione devono soddisfare due requisiti fondamentali: **garantire un elevato comfort termico e limitare il consumo di energia.**

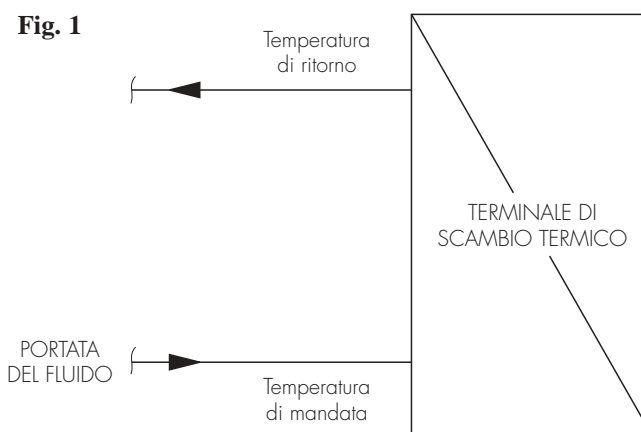
Per poter far questo occorre fornire ai terminali dell'impianto la giusta quantità di fluido termovettore per far sì che essi possano riscaldare, raffreddare e deumidificare secondo le richieste di progetto.

Le leggi fisiche di scambio termico alla base di ogni considerazione energetica, infatti, stabiliscono che **l'emissione o sottrazione di calore** da parte dei terminali è **funzione della portata di fluido** che li attraversa (Fig. 1).

Alla luce di tutto ciò è possibile affermare che la realizzazione di un impianto non si può considerare conclusa se non si è in grado di stabilire la portata con la quale viene alimentato ogni terminale.

Solo se i terminali sono alimentati con la **corretta portata di fluido** possono funzionare nelle condizioni nominali per le quali sono stati dimensionati.

In questo caso si può parlare di **circuiti idraulici bilanciati.**



Se un circuito è ben bilanciato:

- si garantisce il corretto funzionamento dei terminali;
- si evitano velocità del fluido troppo elevate, possibile causa di rumori ed azioni abrasive;
- si impedisce che le elettropompe lavorino in condizioni di basso rendimento, surriscaldandosi;
- si limita il valore delle pressioni differenziali che agiscono sulle valvole di regolazione, impedendone irregolarità di funzionamento.

Il bilanciamento manuale-pompa a velocità costante

Negli impianti medio-piccoli a portata costante, un buon dimensionamento delle tubazioni è in genere sufficiente ad assicurare circuiti bilanciati.

Negli impianti a reti estese o a portata variabile, per poter realizzare circuiti bilanciati è necessario prevedere appositi dispositivi in grado di regolare la portata di fluido.

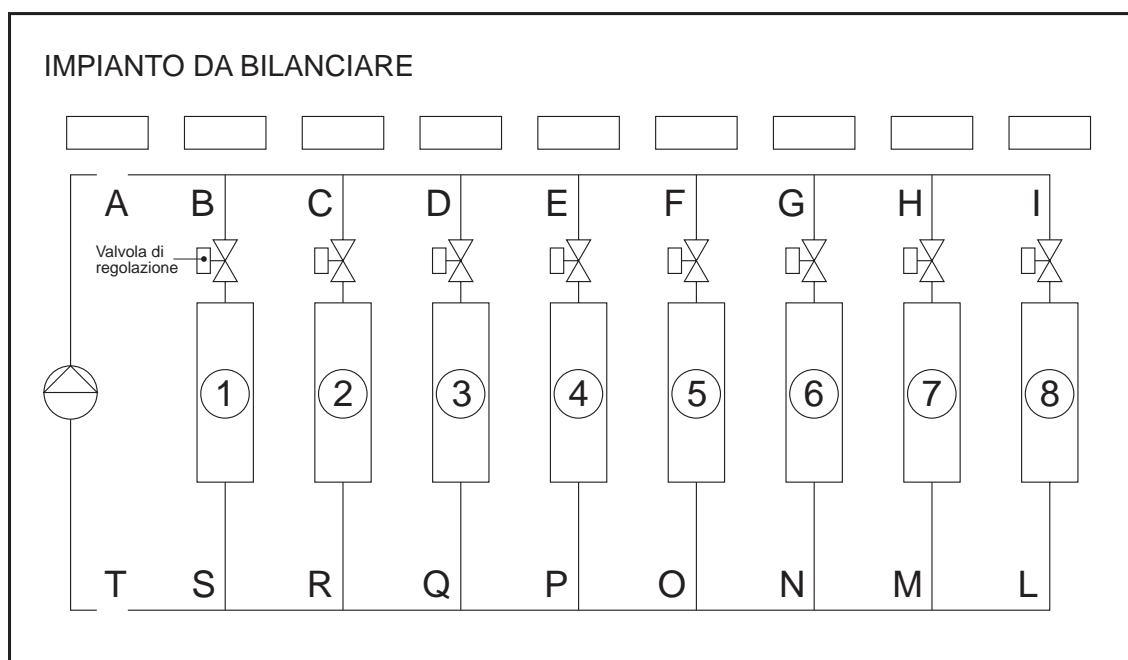
Tra questi, verrà analizzato in prima battuta il comportamento delle valvole di bilanciamento manuali quando sono inserite in un impianto all'inizio non bilanciato.

Questo è infatti il classico metodo di bilanciamento di un impianto.

Esempio

Per una migliore comprensione del problema, riteniamo possa essere significativo **riportare un esempio numerico** e utilizzare quest'ultimo come supporto concreto alle varie considerazioni che seguiranno.

Schema 1



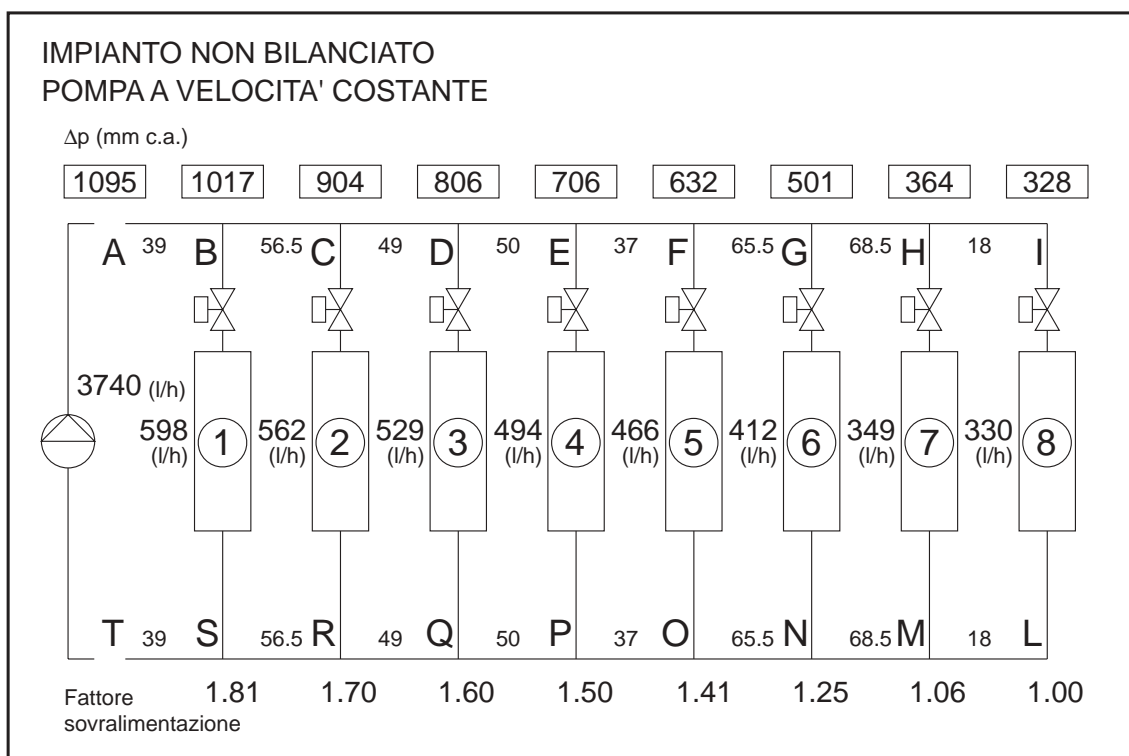
A titolo di esempio viene riportato **il risultato del dimensionamento** di un impianto che prevede 8 circuiti derivati da un'unica linea principale (Schema 1).

In ogni circuito è inserito un ventilconvettore che si vuole alimentare con **una portata nominale di 330 l/h** e che provoca una perdita di carico di 150 mm c.a.

I calcoli che portano alla determinazione delle condizioni finali di funzionamento (Schema 2) sono riportati nel 2° volume dei Quaderni Caleffi Pag. 11.

Per una ideale continuità logica si è preferito utilizzare dati che possano avere una valida giustificazione quantitativa e che siano comunque facilmente rintracciabili.

Schema 2



Spesso la portata viene determinata partendo dai dati riguardanti lo scambio termico e la differenza di temperatura dell'acqua di alimentazione.

Se in un impianto consideriamo il terminale più sfavorito e cerchiamo di alimentarlo con la sua portata di progetto, gli altri terminali saranno **sovralimentati**, in quanto sottoposti a Δp più elevati per la presenza dei tronchi comuni.

Scopo di questo esempio è dimostrare che per garantire la portata nominale al terminale più lontano (8), si crea una sovralimentazione nei terminali precedenti.

Questa sovralimentazione sarà tanto maggiore quanto più ci si allontana dal terminale più lontano (8) e ci si avvicina alla pompa.

Senza bilanciamento e volendo **garantire almeno la portata nominale a tutti i terminali**, si genera nell'impianto una sovralimentazione che nel primo terminale raggiunge l'81%.

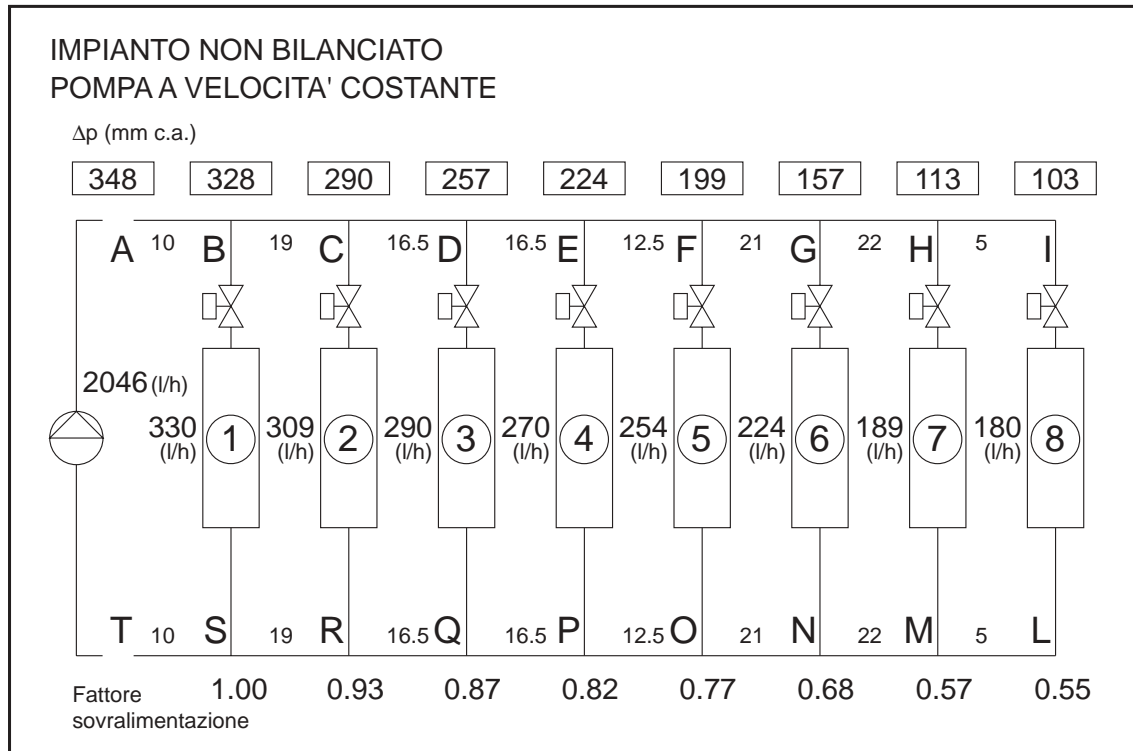
La portata totale aumenta da quella teorica di 2640 l/h a 3740 l/h, quindi con un incremento del 42%.

Come già visto in precedenza questo si traduce in una maggiore potenza assorbita dalla pompa, problemi di rumore dovuti al maggior flusso, problemi di erosioni per la maggiore velocità del fluido, problemi di corretto funzionamento dei dispositivi di regolazione.

Se invece cercassimo di alimentare il terminale più vicino (1) con la sua portata di progetto, riducendo ad esempio la prevalenza e la portata della pompa, gli altri terminali risulterebbero **sottoalimentati** (Schema 3).

Anche questa è una situazione che non si vuole realizzare in quanto non si riuscirebbe ad ottenere il necessario scambio termico nei terminali.

Schema 3

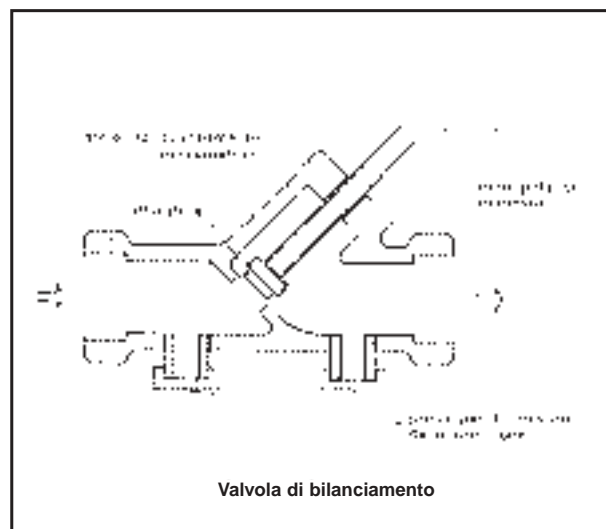


La portata totale diminuisce dal valore teorico di 2640 l/h a 2046 l/h.

Per ovviare a problemi come questi, si realizzano allora i circuiti bilanciati, introducendo delle valvole di bilanciamento in grado di garantire il passaggio della portata di progetto (Fig. 2).

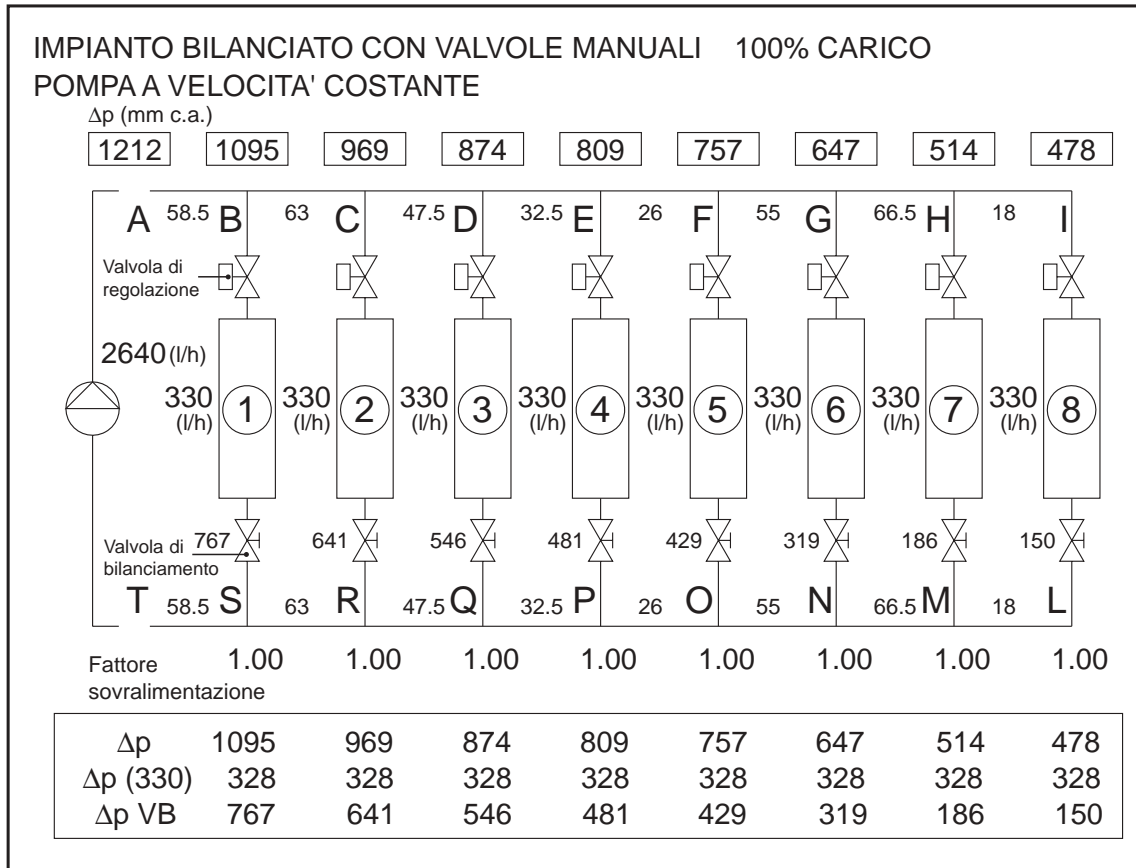
Agendo sulla manopola si regola la portata di fluido attraverso la valvola in base al valore di Δp misurato agli attacchi piezometrici.

Fig. 2



Per effettuare un confronto viene di seguito riportato il dimensionamento dello stesso impianto, utilizzando delle **valvole di bilanciamento** per controllare la portata in ogni circuito derivato (Schema 4).

Schema 4



Come si può notare, la perdita di carico tra i punti I ed L è di 328 mm c.a. per una portata di 330 l/h al derivato 8.

Grazie ad un bilanciamento di ogni derivato, vogliamo arrivare ad ottenere per ogni terminale una portata di 330 l/h.

In questa situazione la portata totale diventa: $330 \cdot 8 = 2640$ l/h.

Se ad ogni derivato aggiungiamo una valvola di bilanciamento, queste ultime possono essere regolate fino ad ottenere una portata di 330 l/h per ogni terminale.

L'ultimo derivato è provvisto di una valvola di bilanciamento completamente aperta che provoca una perdita di carico di 150 mm c.a.

Il Δp sull'ultimo derivato diventa perciò $328 + 150 = 478$ mm c.a.

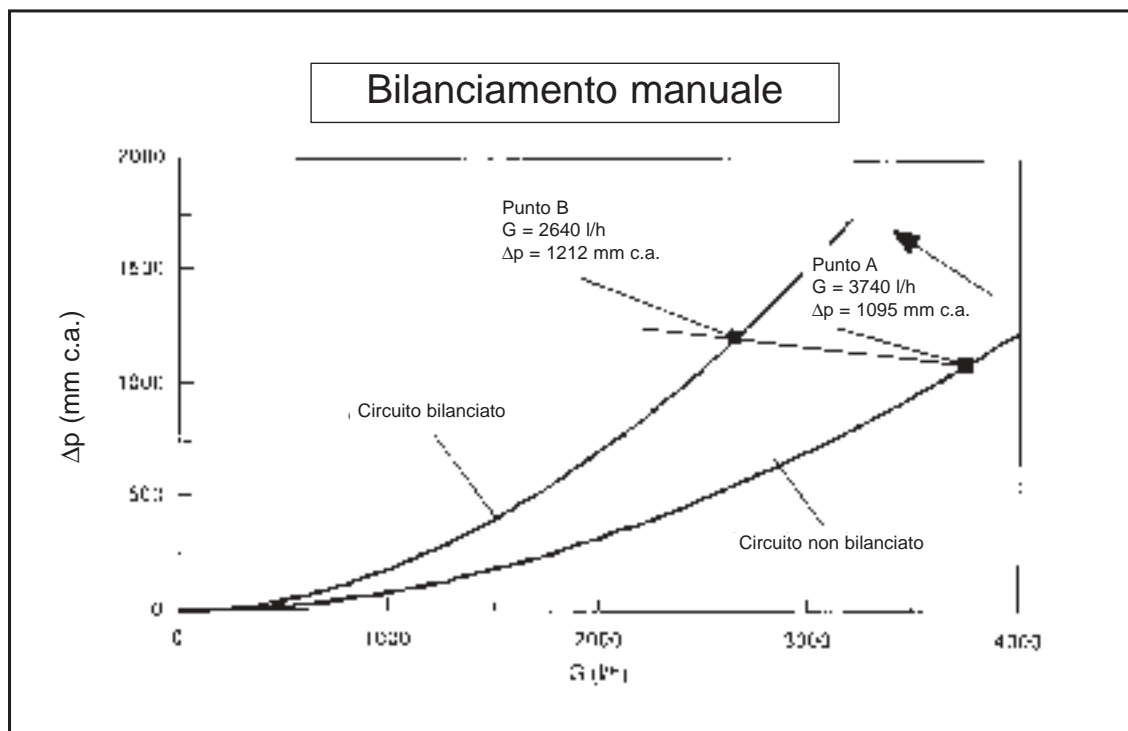
Avendo calcolato le perdite di carico in questo impianto provvisto di valvole di bilanciamento manuali (VB), si può calcolare il Δp da creare con ogni stessa valvola di bilanciamento per garantire la portata di 330 l/h.

Quindi con le valvole di bilanciamento abbiamo creato una situazione tale da **garantire la portata di progetto ad ogni terminale.**

Graficamente si possono rappresentare le curve caratteristiche delle due situazioni di funzionamento (Fig. 3).

Punti di funzionamento: circuito bilanciato, circuito non bilanciato.

Fig. 3



Il valore della caratteristica del circuito bilanciato è superiore a quello del circuito non bilanciato (vedi appendice). Questo spiega lo spostamento verso l'alto della curva caratteristica del circuito.

Fisicamente l'inserimento nel circuito delle valvole di bilanciamento e la loro successiva regolazione ha fatto in modo di aumentare le perdite di carico nei singoli circuiti derivati e quindi la perdita di carico complessiva di tutto il circuito.

Nota: si suppone nota la curva caratteristica della pompa in grado di dare la prevalenza e le portate volute.

Questa è però **una situazione statica**, difficilmente riscontrabile nella pratica.

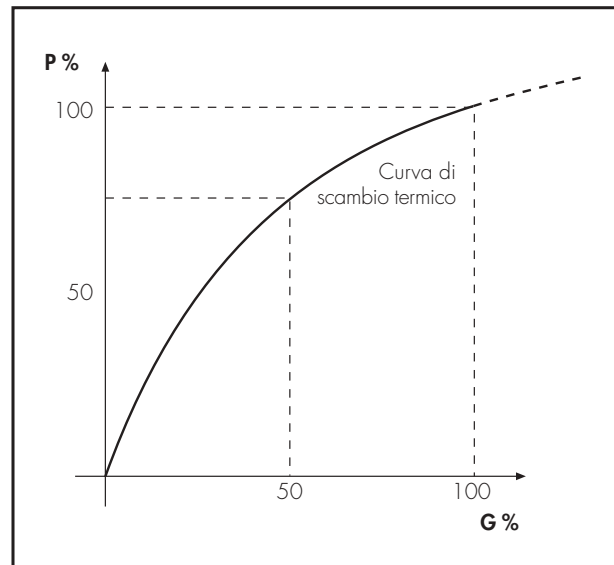
Infatti per ogni terminale, dotato di **valvole di regolazione**, si ha la **possibilità di far variare automaticamente la portata con la quale viene alimentato a seconda del fabbisogno termico**.

A titolo di esempio viene riportato l'andamento di una tipica curva che lega la portata e lo scambio termico da parte di un terminale (Fig. 4). [4]

Agendo in base ad un segnale di temperatura la valvola di regolazione riduce automaticamente la portata e quindi lo scambio termico da parte del terminale stesso; in questo modo si fa variare la portata al variare del carico termico dell'impianto.

A seguito di ciò si viene quindi a creare una nuova situazione di funzionamento del circuito, alla quale è associato **un nuovo punto di equilibrio**.

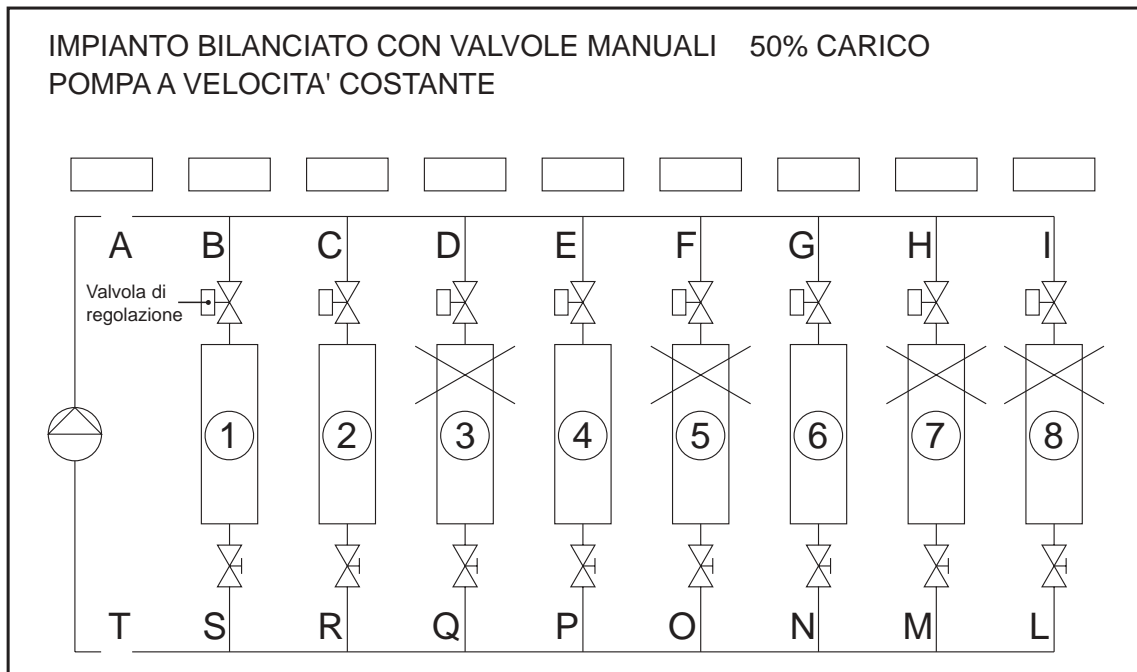
Fig. 4



Carico parziale

Per poter seguire meglio quello che succede quando si verifica una **chiusura parziale del circuito**, ipotizziamo di chiudere una parte dei terminali dell'esempio precedente (Schema 5).

Schema 5

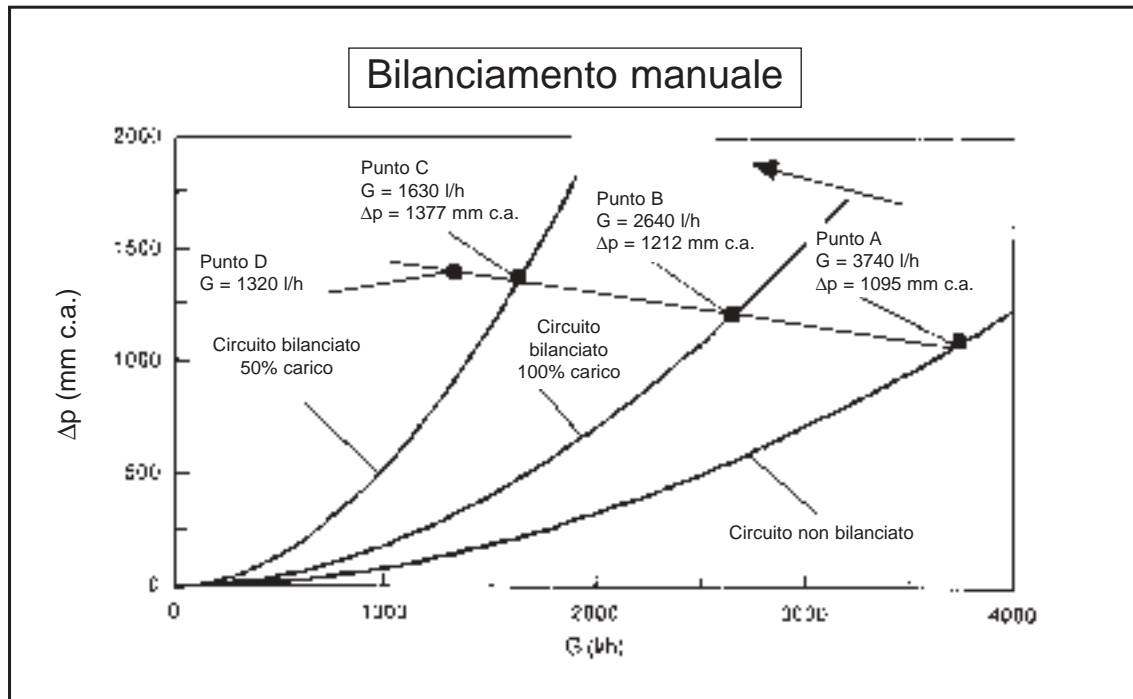


La nuova condizione di funzionamento è tale da creare un nuovo punto di equilibrio tra la curva della pompa e la curva del circuito.

Si può evidenziare in forma grafica il punto rappresentativo della nuova condizione di funzionamento a carico parziale (Fig. 5).

Punti di funzionamento: carico totale, carico parziale.

Fig. 5



Il punto di incrocio con la curva della pompa è il nuovo punto di equilibrio C.

Si ha:

$$G = 1630 \text{ l/h}$$

$$\Delta p = 1377 \text{ mm c.a.}$$

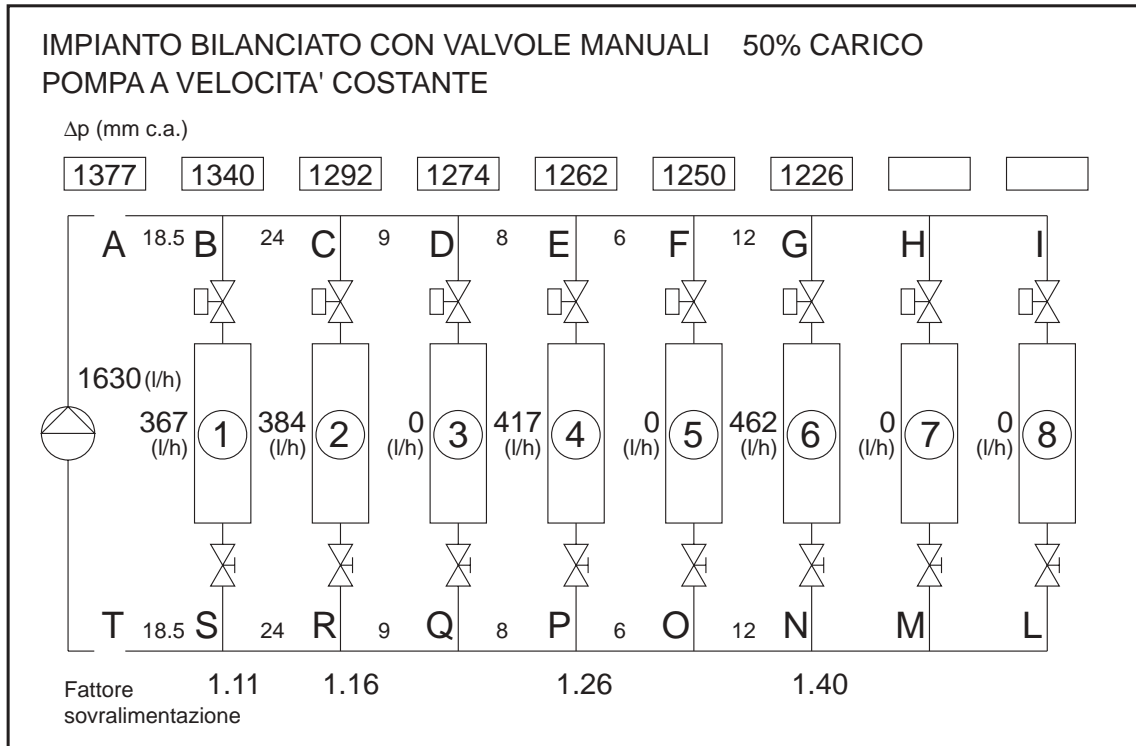
La portata totale in queste nuove condizioni non corrisponde più a quella nominale desiderata, ovvero 1630 l/h invece di $4 \cdot 330 = 1320$ l/h (punto D).

La variazione di portata è uguale al + **23%**

La chiusura delle valvole di regolazione ha creato delle sovrappressioni nel circuito ed una **nuova ripartizione delle portate** ad ogni singolo derivato (Schema 6).

L'analisi numerica delle sovrappressioni determinate dalla chiusura delle valvole viene svolta approfonditamente nell'appendice a questa dispensa.

Schema 6



In tutti i terminali rimasti aperti si è avuto un **incremento di portata rispetto al valore nominale**.

Più ci si allontana dalla pompa verso il terminale più sfavorito, più la sovralimentazione aumenta. La ragione di questo comportamento è da ricercarsi nel fatto che per gli ultimi derivati la valvola di bilanciamento presenta, rispetto agli altri derivati, una perdita di carico meno elevata.

Per riportare ciascun terminale alle sue condizioni nominali di funzionamento occorrerebbe ritarare le valvole, operazione impossibile data la casualità del fenomeno di chiusura parziale del circuito.

Occorre notare come all'atto pratico **l'operazione stessa di taratura delle valvole sia tutt'altro che semplice da realizzare**; infatti, come evidenziato in precedenza, a causa delle leggi di interdipendenza dei circuiti idraulici (vedi appendice), qualsiasi modifica si faccia su di un circuito crea delle variazioni di portata negli altri.

Consumi energetici

Come noto, la potenza assorbita dalla pompa cresce al crescere della portata (vedi appendice).
Se calcoliamo questa potenza nei vari casi dell'esempio precedente troviamo (Tab. 1):

Potenze assorbite pompa

Tab. 1

CASO	% Carico	G (l/h)	Δp (mm c.a.)	Rend.	% Potenza
1	100%	2640	1212	0,8	100%
2	50% (reale)	1630	1377	0,7	81%
3	50% (teorico)	1320	1400	0,6	75%

Possiamo osservare come nel caso 2, la potenza assorbita sia del 6% superiore a quella che si otterrebbe se si ribilanciasse l'impianto a carico parziale alla sua portata teorica (caso 3).

I valori assoluti di consumo in questo caso sono piccoli in quanto sono riferiti all'esempio in cui si hanno piccole portate e piccole prevalenze.

Quello che si vuole evidenziare è l'**incremento percentuale del consumo energetico** rispetto alla condizione teorica, che testimonia ulteriormente i limiti di questo tipo di bilanciamento.

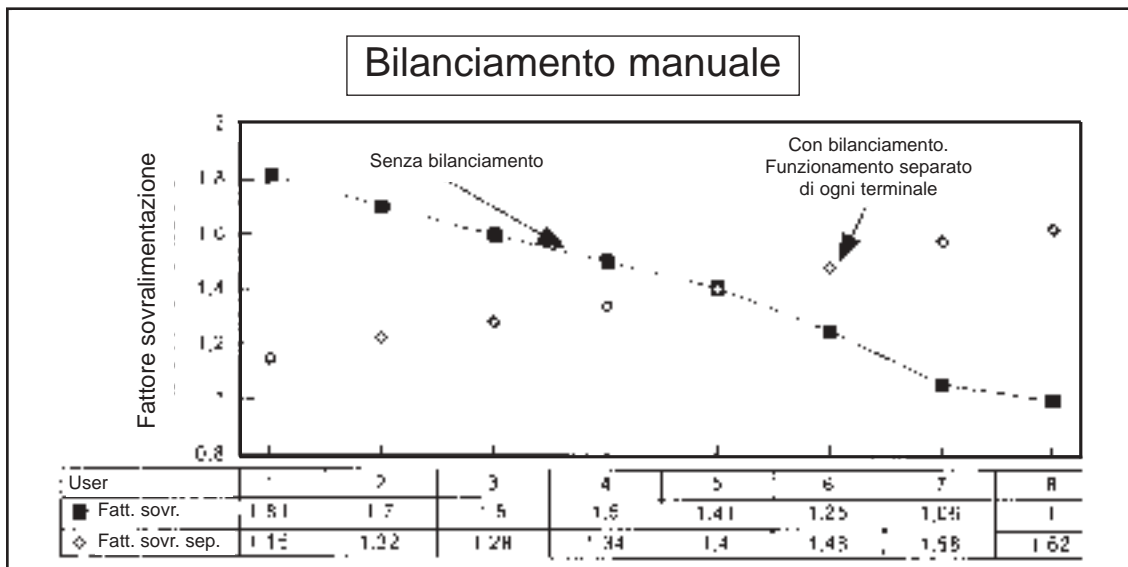
Riportiamo anche i dati relativi alle **condizioni estreme di carico parziale** (Fig. 6).

Facendo funzionare solo un terminale alla volta, troviamo i corrispondenti fattori di sovralimentazione.

Si nota che i fattori di sovralimentazione crescono avvicinandosi al terminale che all'inizio era stato considerato come il più sfavorito, fino ad un valore di circa il 60%.

Condizioni estreme di carico

Fig. 6



In corrispondenza crescono anche i valori percentuali di incremento della potenza assorbita rispetto al teorico, fino ad arrivare ad un massimo di circa il 10%.

Si può quindi concludere che un impianto perfettamente bilanciato facendo riferimento a delle condizioni nominali di progetto presenta **dei limiti di funzionamento nel caso di carico parziale**.

Utilizzando delle valvole di bilanciamento manuali **non si può controllare le sovrappotenze** che necessariamente si vengono a creare e quindi si hanno degli incrementi dei consumi rispetto alle condizioni desiderate.

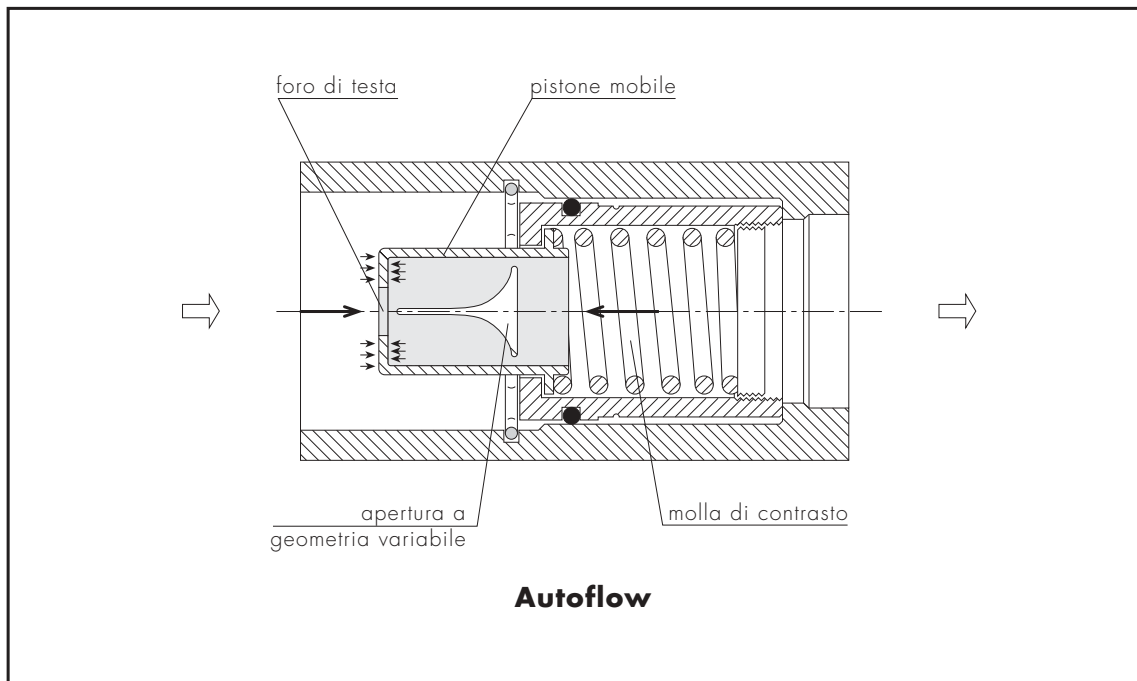
Il dispositivo Autoflow

Il dispositivo Autoflow è uno stabilizzatore automatico di portata la cui funzione è quella di mantenere costante la portata al variare della pressione differenziale tra monte e valle.

L'elemento regolatore dell'Autoflow è costituito di due parti essenziali (Fig. 7):

1. un pistone che presenta, quali sezioni di passaggio per il fluido, un foro di testa e aperture laterali a geometria variabile;
2. una molla a spirale che contrasta la spinta del fluido sul pistone.

Fig. 7



L'**equilibrio** si realizza tra la forza della molla e la forza creata dalla pressione differenziale tra monte e valle sulla superficie della testa del pistone.

Leggi equilibrio Autoflow

	Relazione	Descrizione	Dove:
1	$G=K \cdot A \cdot \Delta p^{0,5}$	Portata - Δp	G =Portata di fluido
2	$F=\Delta p \cdot A_0$	Forza - Δp	K =Coefficiente di equilibrio A =Sezione di passaggio del fluido
3	$F=K_s \cdot X$	Forza molla-spostamento	F =Forza Δp =Pressione differenziale A0 =Superficie testa pistone Ks =Costante caratteristica molla X =Spostamento pistone

Geometria Autoflow

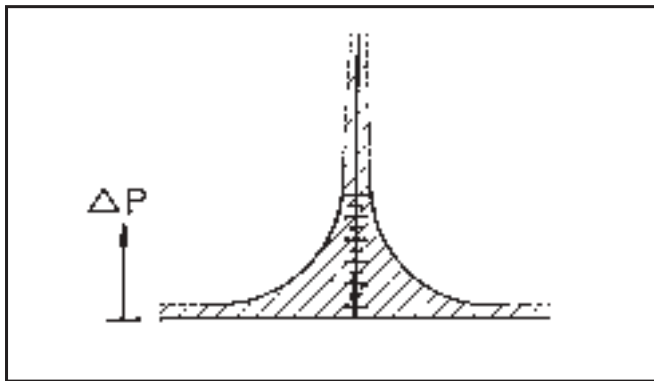
Elaborando opportunamente le relazioni precedenti si arriva a definire la geometria che deve avere la sezione di passaggio del fluido affinché la portata rimanga costante al variare della pressione differenziale.

Graficamente si può riportare l'andamento della curva che identifica la forma della sezione di passaggio in funzione del Δp capace di mantenere la portata costante (Fig. 8).

$$A = f(\Delta p) \quad \text{con } G = \text{costante} \quad A = \text{sezione variabile di passaggio del fluido}$$

Andamento sezione di passaggio- Δp

Fig. 8



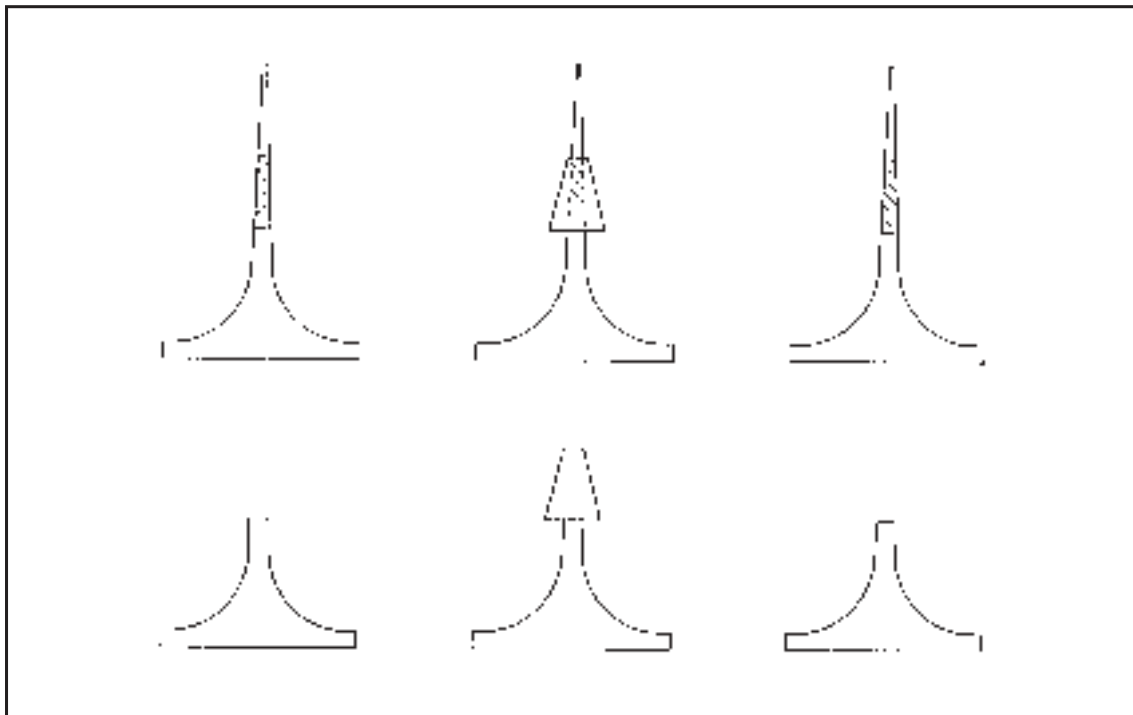
La zona tratteggiata rappresenta la sezione di passaggio del fluido in funzione del Δp e quindi dello spostamento del pistone all'interno del corpo.

Quanto più il pistone si sposta all'interno, tanto più l'area diminuisce.

A titolo di esempio vengono riportate alcune geometrie tipiche (Fig. 9) ottenute sviluppando bidimensionalmente la superficie laterale del pistone. Le aree laterali piccole vengono composte in un'unica area centrale.

Composizione geometrie

Fig. 9



Dimensioni Autoflow

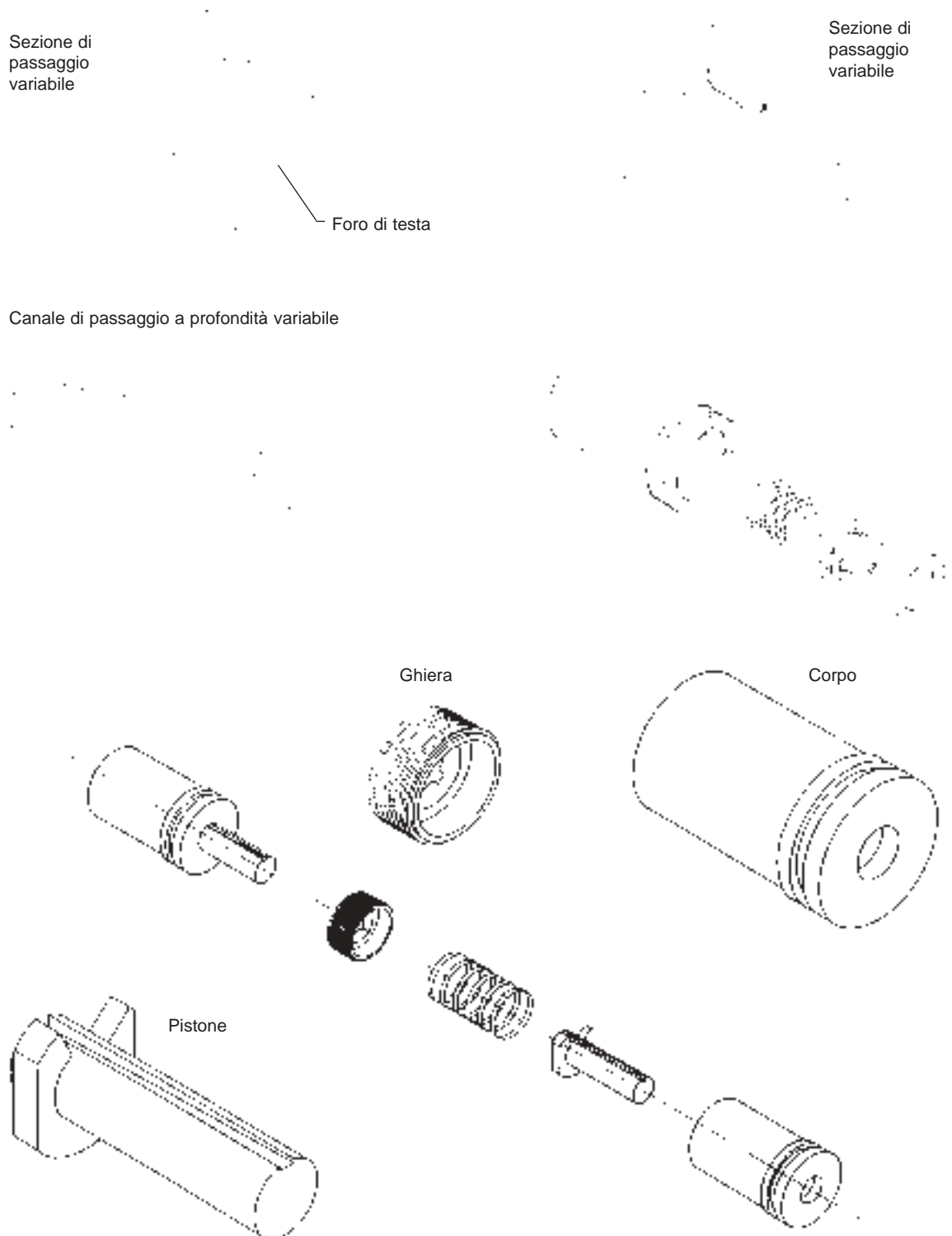
A seconda della portata nominale e del campo di pressione differenziale di lavoro, cambiano le forme e le dimensioni delle sezioni di passaggio.

Queste sono legate naturalmente alle dimensioni di ingombro complessive del regolatore stesso.

Per questo motivo i regolatori Autoflow vengono costruiti con forme e grandezze differenti (Fig. 10).

Geometrie e forme regolatori Autoflow

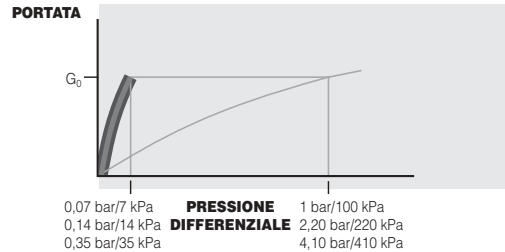
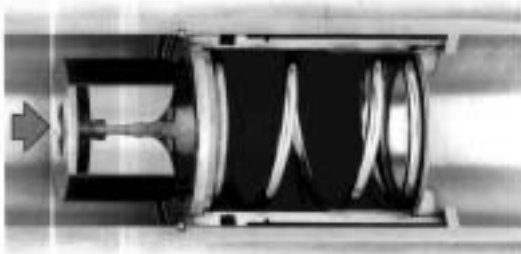
Fig. 10



Funzionamento Autoflow

Il funzionamento del dispositivo Autoflow può essere meglio compreso facendo riferimento alla curva Δp -G e ad uno schema di base che evidenzino l'andamento delle grandezze in gioco.

SOTTO IL CAMPO DI LAVORO



In questo caso il pistone di regolazione resta in equilibrio senza comprimere la molla e offre al fluido la massima sezione libera di passaggio.

In pratica il pistone agisce come un regolatore fisso e, quindi, la portata che attraversa l'Autoflow dipende solo dalla pressione differenziale.

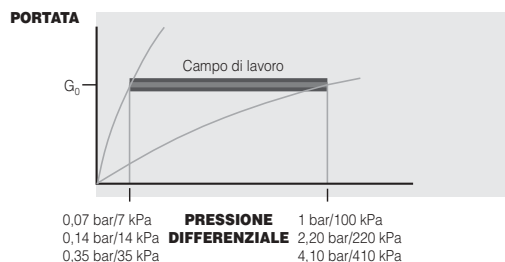
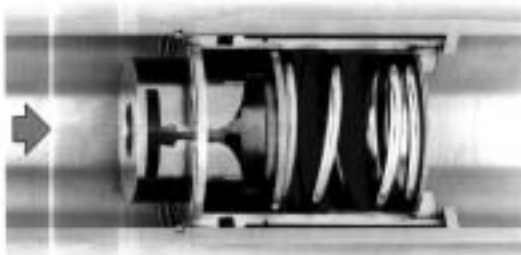
Range Δp 7÷100 kPa: $Kv_{0,01} = 0.378 * G_0$

Range Δp 14÷220 kPa: $Kv_{0,01} = 0.267 * G_0$

Range Δp 35÷410 kPa: $Kv_{0,01} = 0.169 * G_0$

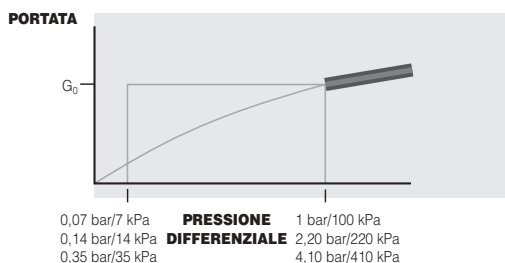
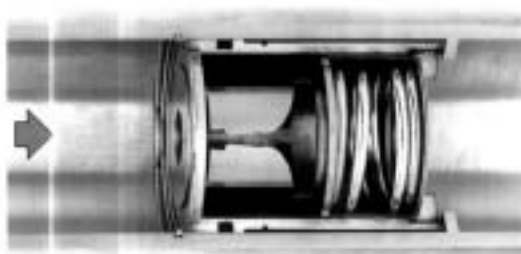
dove G_0 = portata nominale

ENTRO IL CAMPO DI LAVORO



Se la pressione differenziale è compresa nel campo di lavoro, il pistone comprime la molla e offre al fluido una sezione di libero passaggio tale da consentire il regolare flusso della portata per cui è abilitato.

OLTRE IL CAMPO DI LAVORO



In questo campo di lavoro il pistone comprime completamente la molla e lascia solo il foro di testa come via di passaggio per il fluido. Come nel primo caso il pistone agisce da regolatore fisso.

La portata che attraversa l'Autoflow dipende, quindi, solo dalla pressione differenziale.

Range Δp 7÷100 kPa: $Kv_{0,01} = 0.1 * G_0$

Range Δp 14÷220 kPa: $Kv_{0,01} = 0.067 * G_0$

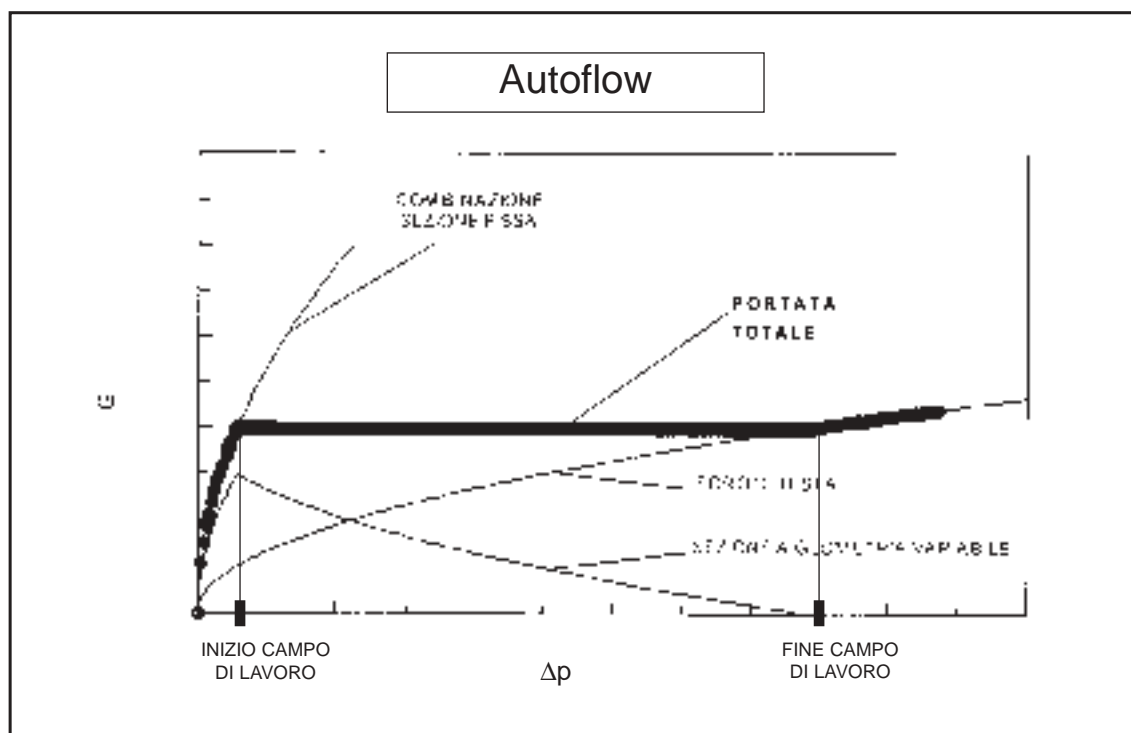
Range Δp 35÷410 kPa: $Kv_{0,01} = 0.049 * G_0$

dove G_0 = portata nominale

È significativo riportare in uno stesso grafico l'andamento delle portate che competono alle singole sezioni di passaggio e alla loro composizione in funzione del Δp (Fig. 11).

Composizione portate con Autoflow

Fig. 11



La portata totale è la somma delle portate che passano attraverso il FORO DI TESTA e le aperture laterali a GEOMETRIA VARIABILE.

Considerazioni

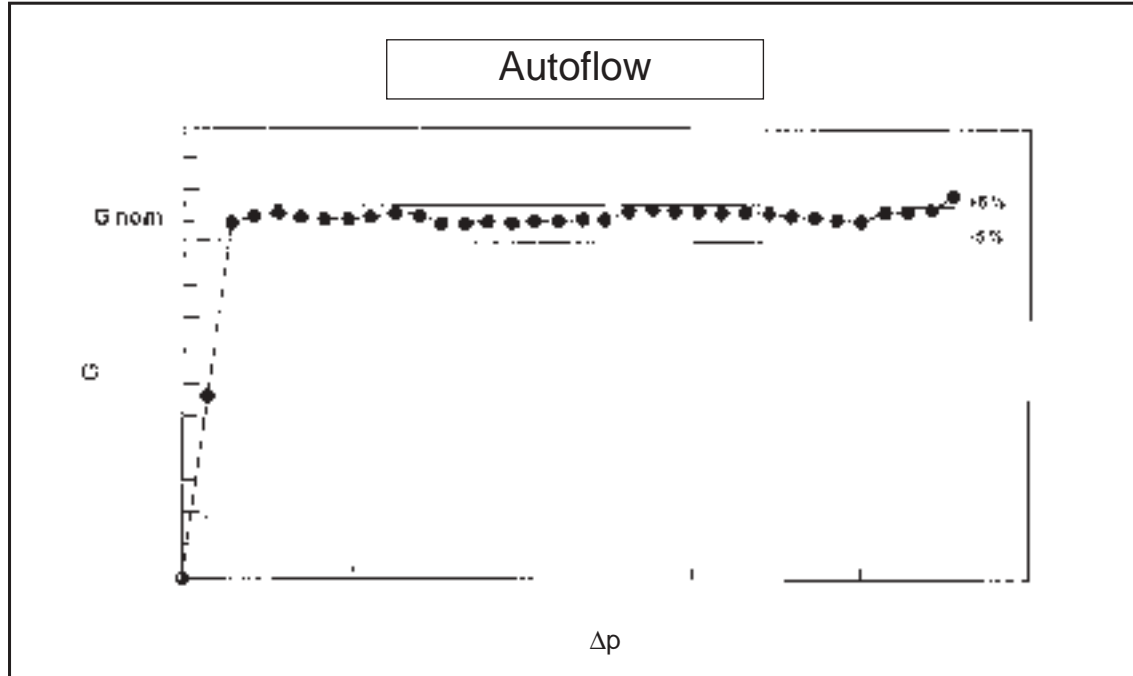
Si nota che il campo di lavoro di questi dispositivi risulta particolarmente ampio ed in grado di soddisfare le esigenze della maggior parte delle applicazioni impiantistiche.

Inoltre sono disponibili diversi intervalli di pressione differenziale (es. 14÷220 kPa e 35÷410 kPa), il che aumenta ancor di più le possibilità di regolazione offerte.

Tolleranze sulle portate

La portata nominale viene mantenuta con una tolleranza pari al $\pm 5\%$.

Fig. 12



Questo consente di rientrare nei limiti consigliati per il mantenimento delle condizioni ottimali di funzionamento dei terminali e dei dispositivi di regolazione.

Questi limiti dipendono dal tipo di applicazione dell'impianto, se per riscaldamento o per condizionamento, e dalle temperature di progetto utilizzate per il fluido termovettore.

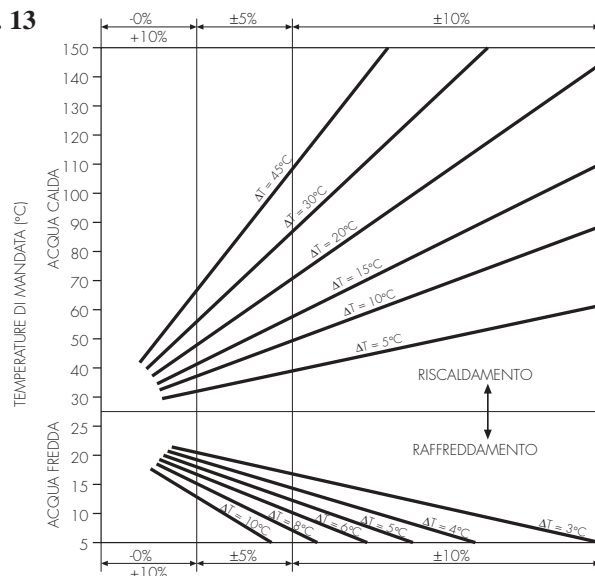
In linea di massima si può dire che la tolleranza consigliata per la portata nominale nel caso di acqua calda è $\pm 10\%$, fino ad arrivare al $\pm 5\%$ nel caso di acqua refrigerata (Fig. 13).

Tolleranze portate riscaldamento - raffreddamento

Le informazioni provenienti dalle leggi di emissione termica in funzione della portata, conducono alla definizione di un grafico rappresentativo.

Può essere utile come linea guida per la definizione delle tolleranze sulle portate. [6] [4]

Fig. 13



Il bilanciamento con Autoflow - pompa a velocità costante

Come abbiamo visto, il sistema tradizionale di bilanciamento con valvole di taratura ci garantisce una portata costante solo nelle condizioni di funzionamento identiche a quelle per cui era stato bilanciato, cioè per le **condizioni di progetto**.

Nel caso di un carico parziale dell'impianto, la caratteristica del circuito cambia e un nuovo bilanciamento è necessario per ottenere le portate di progetto ai vari elementi in servizio. Infatti in caso di carico parziale è sempre presente una sovrapportata nei terminali.

È evidente che in pratica questo tipo di operazione non sia possibile (nuova ritaratura delle valvole) e che si dovrebbe ricorrere a dispositivi di bilanciamento diversi dalle tradizionali valvole di taratura manuali. Questi dispositivi devono essere di tipo dinamico e capaci di garantire, in un campo di lavoro normale cioè in ogni condizione di funzionamento, la portata di progetto.

1. Un bilanciamento continuo

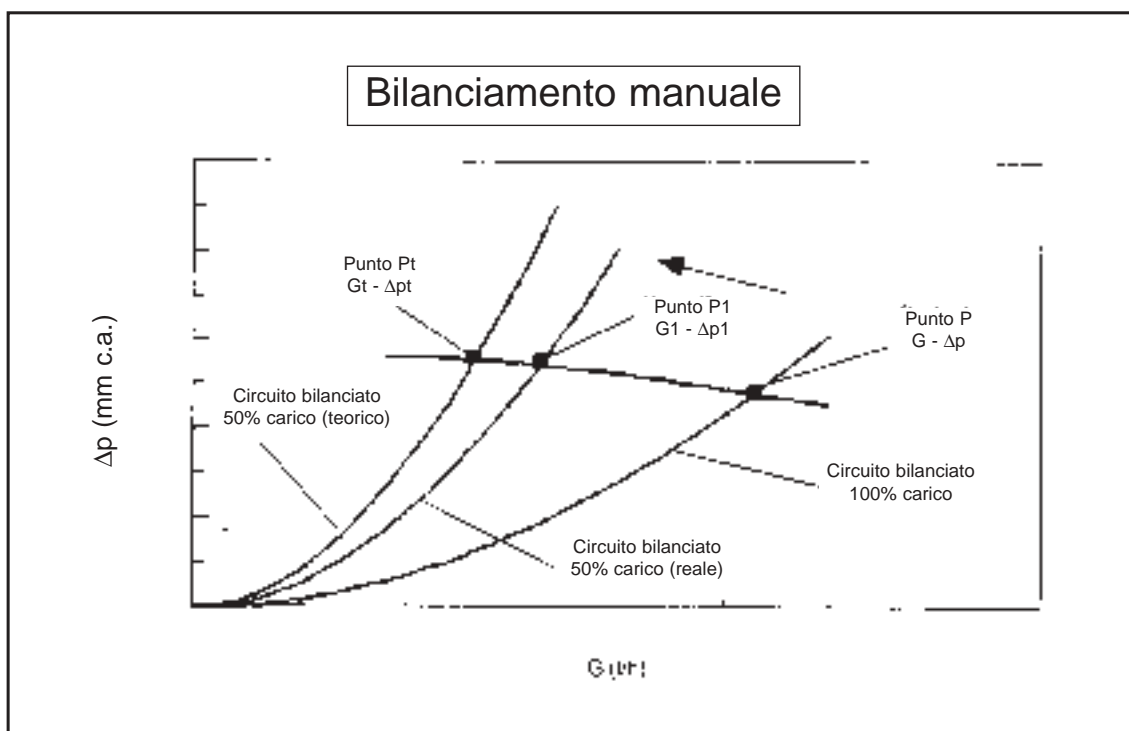
Partendo da una situazione non bilanciata, le portate nominali ai vari terminali sono garantite solo se operiamo in modo tale da assorbire l'eccesso di pressione differenziale che è presente sui vari elementi. Una volta bilanciati questi ultimi, la parziale chiusura delle valvole provoca delle sovrappressioni dovute allo spostamento verso l'alto della curva caratteristica del circuito.

Il nuovo valore determina il nuovo punto di funzionamento del circuito P1.

A questo punto di funzionamento corrisponde una portata G1 che è superiore a quella teoricamente voluta a carico parziale G teorica (Fig. 14).

Punti di funzionamento impianto: carico totale carico parziale.

Fig. 14



Per garantire le portate desiderate si dovrebbe ritarare il circuito in modo tale da riassorbire le sovrappressioni e riportare la portata complessiva a G teorica.

L'Autoflow può, grazie alla sua costruzione, assorbire queste sovrappressioni mantenendo nel contempo costante la portata che lo attraversa.

Si può quindi parlare di un vero **stabilizzatore di portata di tipo dinamico e continuo**.

2. Progettazione con l'Autoflow

Durante la progettazione si deve tener conto del fatto che il circuito più sfavorito, munito però di Autoflow, venga alimentato con la portata di progetto in ogni caso.

Nel caso questo non sia invece dotato di Autoflow, verrebbe sovralimentato a fronte di una chiusura parziale dell'impianto.

Questo è il circuito in cui l'Autoflow è sottoposto ad una pressione differenziale più bassa degli altri (le leggi per il calcolo delle perdite di carico sono sempre le stesse).

La pompa deve essere scelta in modo tale da garantire che sull'Autoflow in questo circuito ci sia una pressione differenziale minima sufficiente perchè il dispositivo inizi la sua azione regolante mantenendo la portata costante.

Le successive chiusure a carico parziale provocano le note sovrappressioni che vengono in questo caso assorbite dal dispositivo stesso.

In pratica significa che per la determinazione della pompa, la prevalenza si calcola come somma delle perdite di carico del circuito più sfavorito e della pressione differenziale minima di lavoro del dispositivo Autoflow.

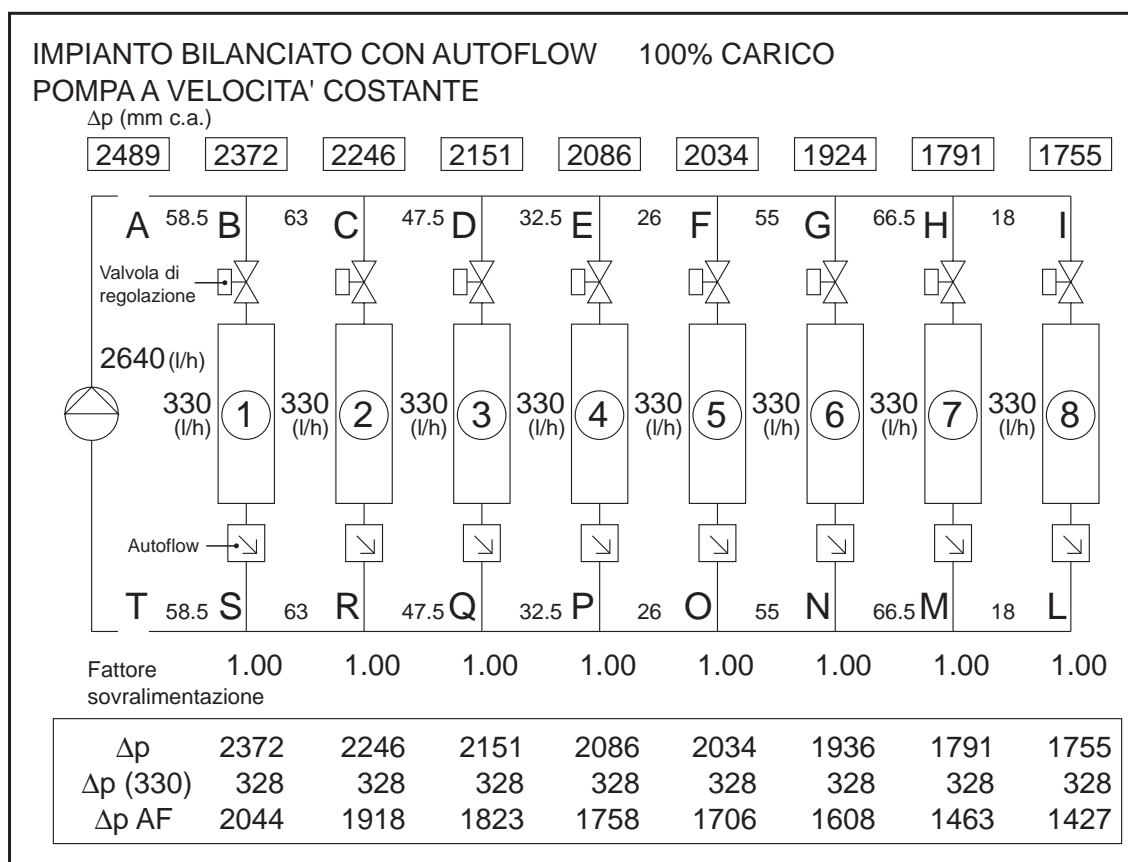
Esempio

Riprendiamo l'esempio fatto in precedenza. Al posto delle valvole di bilanciamento manuali sono stati inseriti i dispositivi Autoflow.

Per analogia sono solo riportati i dati relativi alle condizioni finali di funzionamento (Schema 7).

Sul 2° volume dei Quaderni Caleffi pag. 48 sono comunque riportati i calcoli effettuati per dimensionare l'impianto anche in questo caso; calcoli molto più semplici.

Schema 7



Grazie all'Autoflow abbiamo creato un **circuito perfettamente bilanciato**.

Considerazioni

Il Δp dell'Autoflow dell'ultimo circuito derivato è = 1427 mm c.a., quindi l'Autoflow è all'inizio del campo di lavoro.

Man mano che ci si avvicina alla pompa, si nota che il Δp sull'Autoflow dei vari circuiti derivati cresce. La molla dell'Autoflow è, in queste condizioni, sempre più "schiacciata".

$G = 2640 \text{ l/h}$

$\Delta p = 2489 \text{ mm c.a.}$

Si nota che in questo caso la prevalenza complessiva dell'impianto è aumentata a causa della presenza dell'Autoflow.

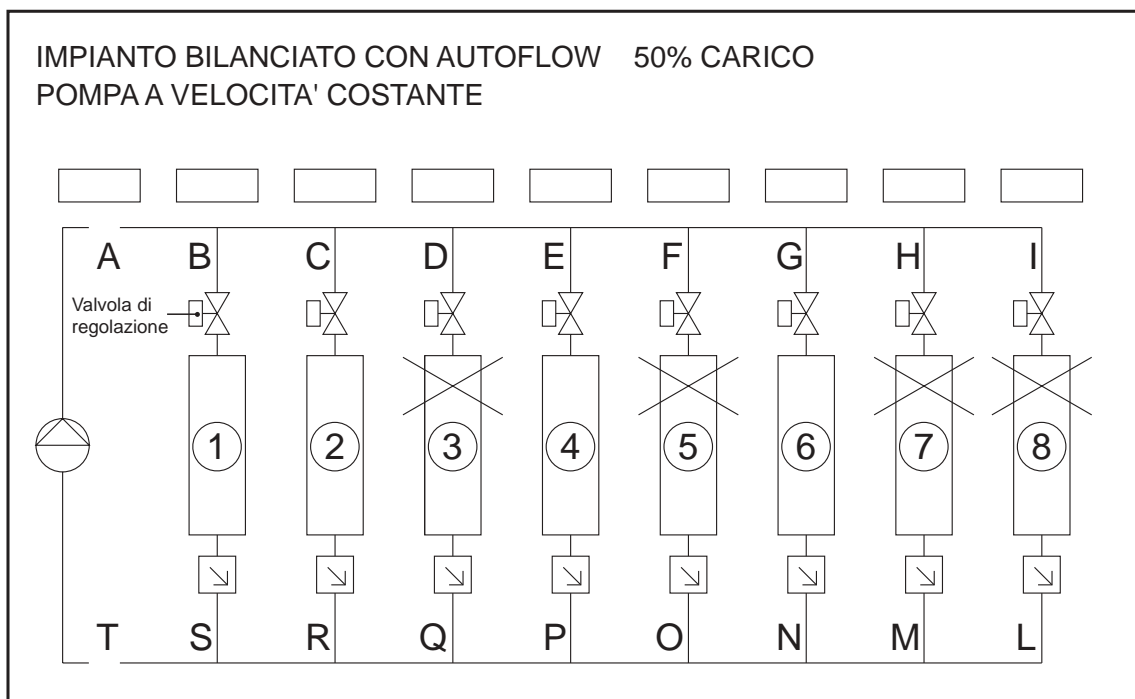
Questo aumento è comunque da valutare sulla globalità dell'installazione.

Carico parziale

Vediamo ora cosa succede quando l'impianto funziona a carico parziale.

Si interviene sulle valvole di regolazione simulando la chiusura degli stessi terminali dell'esempio svolto in precedenza (Schema 8).

Schema 8

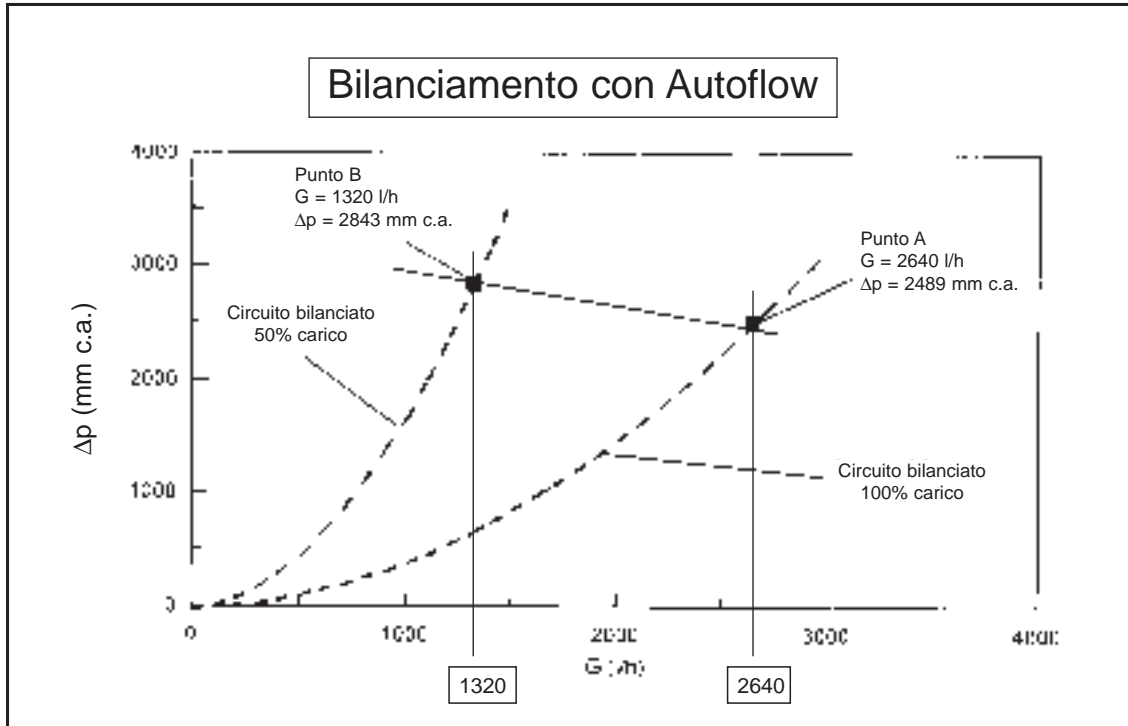


Anche in questo caso viene riportato il grafico che evidenzia i vari punti di funzionamento (Fig. 15).

Nota: Naturalmente in questo esempio con Autoflow la curva caratteristica della pompa è diversa dalla precedente con valvole manuali in quanto sono diversi i punti di funzionamento nominali Δp -G.

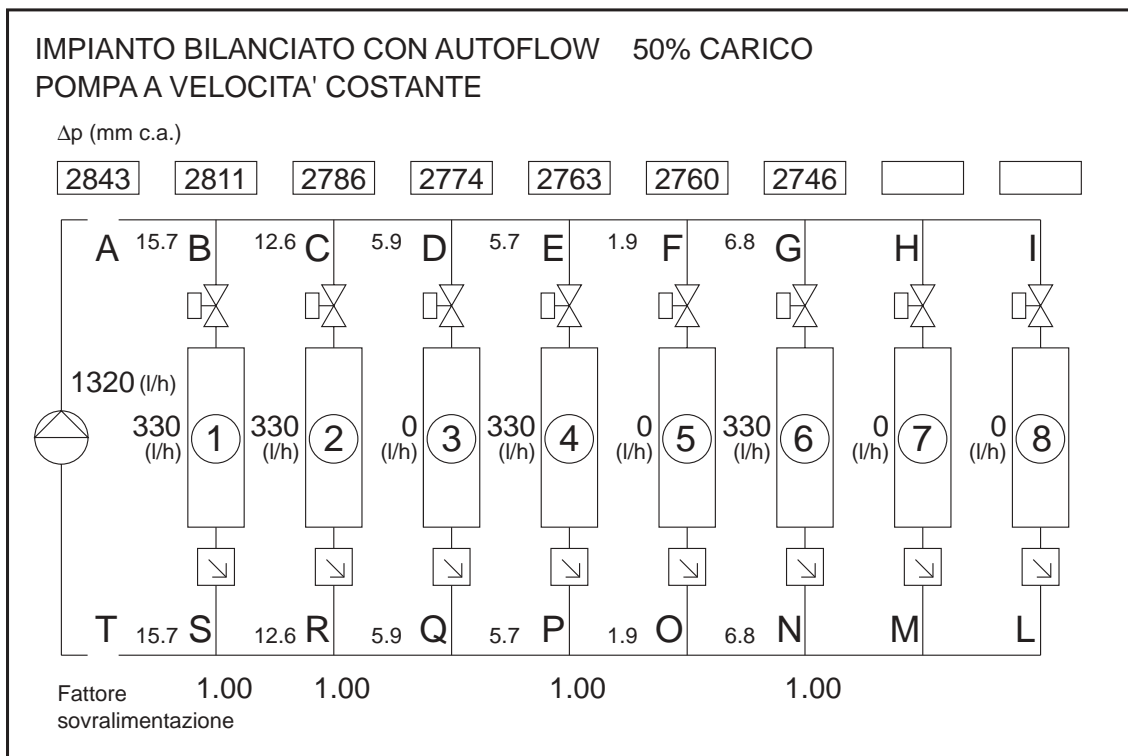
Punti funzionamento impianto Autoflow: carico totale, carico parziale

Fig. 15



Di seguito è riportata la nuova condizione di funzionamento dell'impianto bilanciato dinamicamente con l'Autoflow (Schema 9).

Schema 9



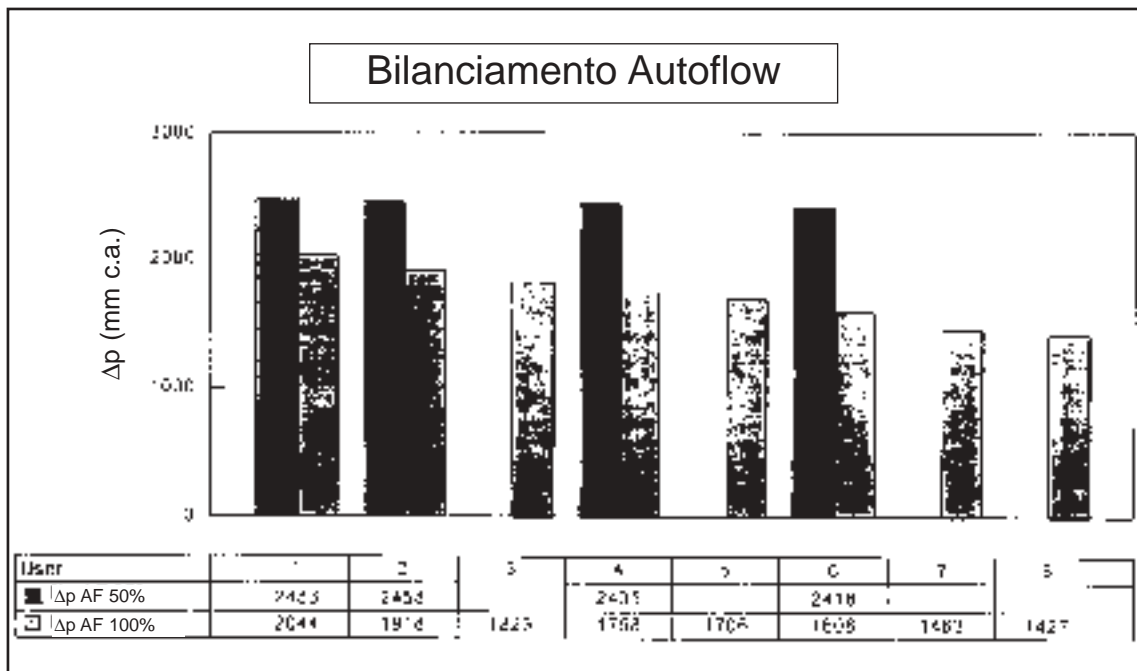
Si nota che la portata rimane costante al suo valore nominale.

L'Autoflow ha assorbito l'eccesso di pressione differenziale creatosi a seguito della chiusura delle valvole di regolazione (Fig. 16).

Nel grafico seguente si riporta l'andamento di tali sovrappressioni per avere un quadro riassuntivo del fenomeno fisico.

Andamento Δp assorbiti dall'Autoflow

Fig. 16



Considerazioni

Si nota che l'incremento di Δp assorbito dall'Autoflow (AF) a carico parziale è percentualmente maggiore per il circuito 6 che per il circuito 1. Quindi:

- meno circuiti sono connessi, più elevata sarà la pressione differenziale da assorbire dall'Autoflow;
- più circuiti sono connessi, meno elevata sarà la pressione differenziale massima da assorbire dall'Autoflow;

$$D = \Delta p_{\max} - \Delta p_{\min}$$

con carico al 50%: $D = 2483 - 2418 = 65 \text{ mm c.a.}$

con carico al 100%: $D = 2044 - 1427 = 617 \text{ mm c.a.}$

- più circuiti sono connessi, più elevata sarà la differenza D delle pressioni differenziali tra gli Autoflow ($617 > 65$).

Il bilanciamento manuale-pompa a velocità variabile

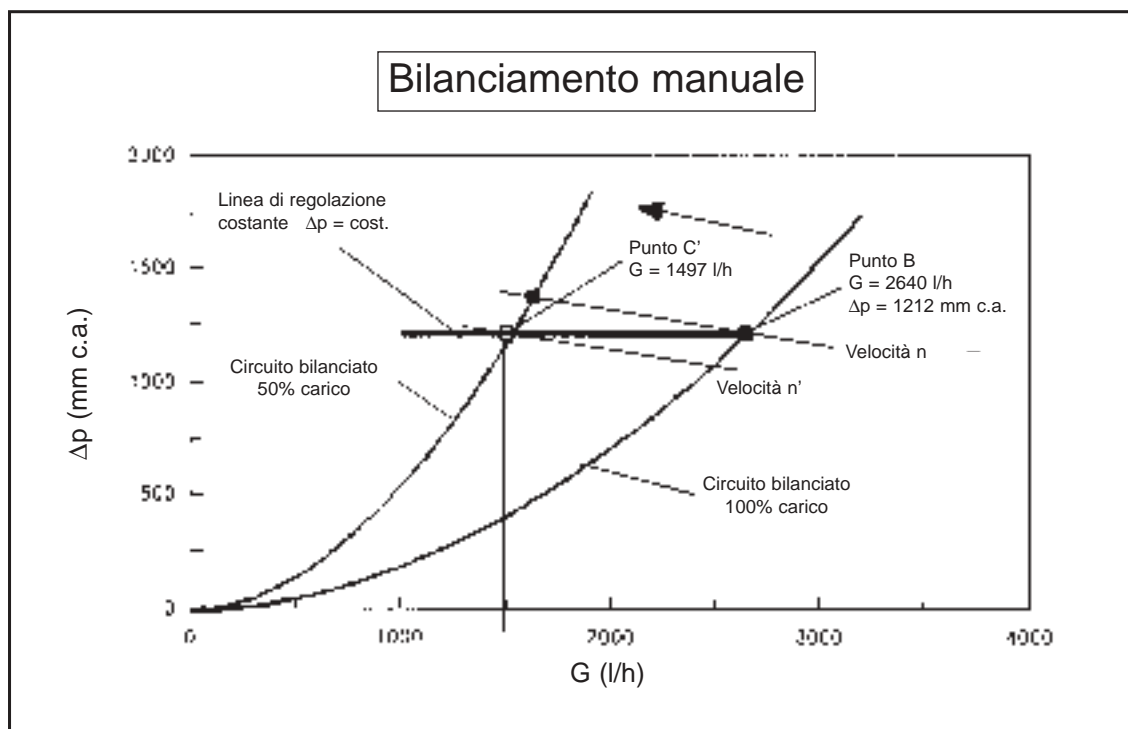
Nel caso utilizzissimo **in un circuito bilanciato con valvole manuali una pompa a velocità variabile** capace di modificare la sua velocità di rotazione per soddisfare le nuove esigenze di carico parziale dell'impianto stesso, ci troveremo ad esempio nelle situazioni descritte di seguito.

Caso 1 - Regolazione costante

La pompa riduce la sua velocità e quindi la portata mantenendo comunque il Δp costante. Metodo cosiddetto a **regolazione costante** (Fig. 17).

Pompa velocità variabile con regolazione costante

Fig. 17



La nuova velocità della pompa è n'.

Il nuovo punto di funzionamento in questo caso è il punto C' con un $\Delta p = 1212$ mm c.a. Esso è lo stesso valore del punto B corrispondente al circuito bilanciato funzionante al 100% del carico.

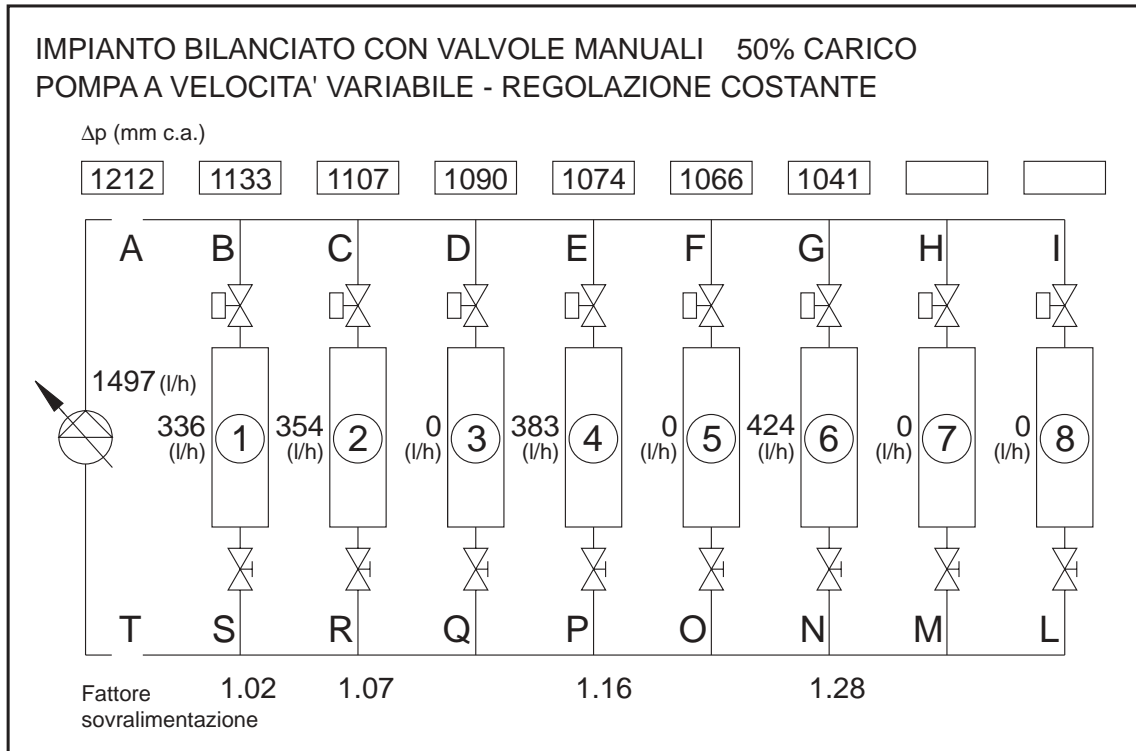
La portata corrispondente al punto C' è univocamente determinata dalla intersezione della curva del circuito corrispondente al carico parziale e la linea a $\Delta p = \text{costante}$.

In questo caso la portata è $G = 1497$ l/h.

Portate

Sullo schema vengono riportati i nuovi valori di portata ai circuiti derivati in queste nuove condizioni (Schema 10).

Schema 10



Si nota che i fattori di sovralimentazione diminuiscono, quindi c'è un vantaggio rispetto alla pompa a velocità costante. Essi sono comunque sempre > 1 .

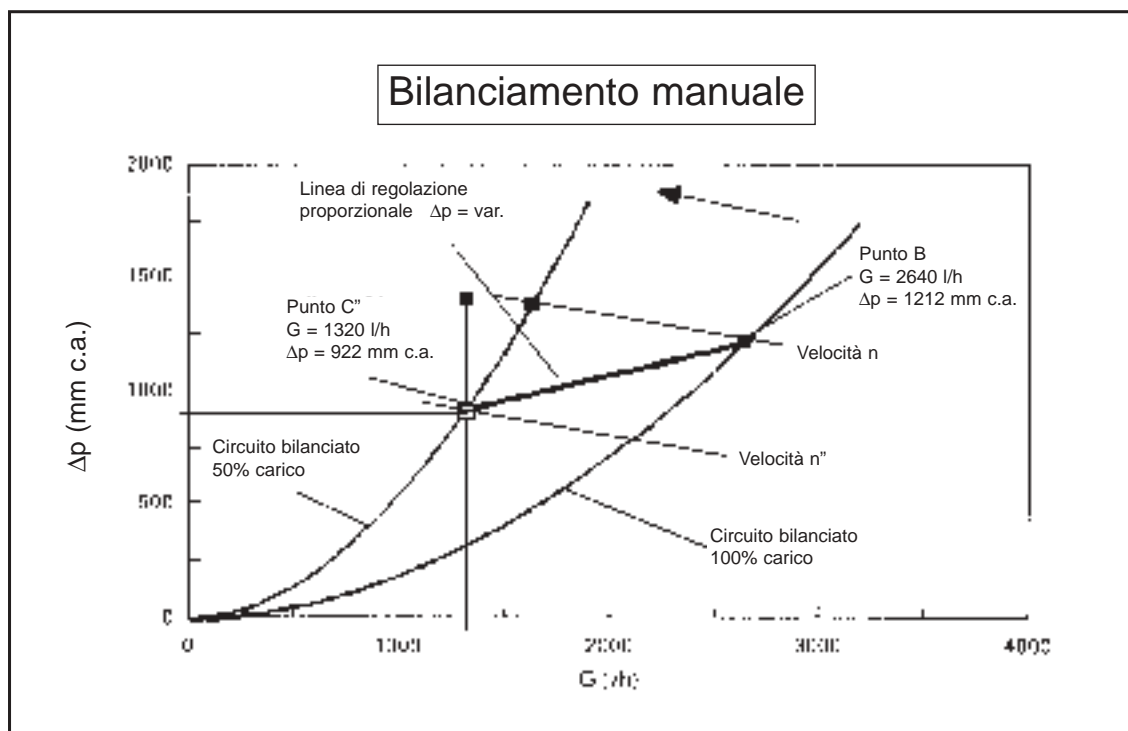
Anche in questa situazione, bilanciando manualmente l'impianto, non siamo in grado di mantenere i valori di progetto delle portate ai vari circuiti derivati.

Caso 2 - Regolazione proporzionale

La pompa modifica la sua velocità di rotazione in modo tale **da ridurre sia la portata che la prevalenza** disponibile. Metodo cosiddetto a **regolazione proporzionale** (Fig. 18).

Pompa a velocità variabile con regolazione proporzionale

Fig. 18



In queste condizioni, supponiamo per semplicità di voler mandare ai circuiti derivati la portata totale nominale teorica corrispondente al carico parziale del 50%.

Cioè $G = 1320 = 330 \cdot 4$ l/h.

Dall'intersezione tra la curva dell'impianto a carico parziale e la linea a portata costante $G = 1320$ l/h, riusciamo ad individuare il nuovo punto C''.

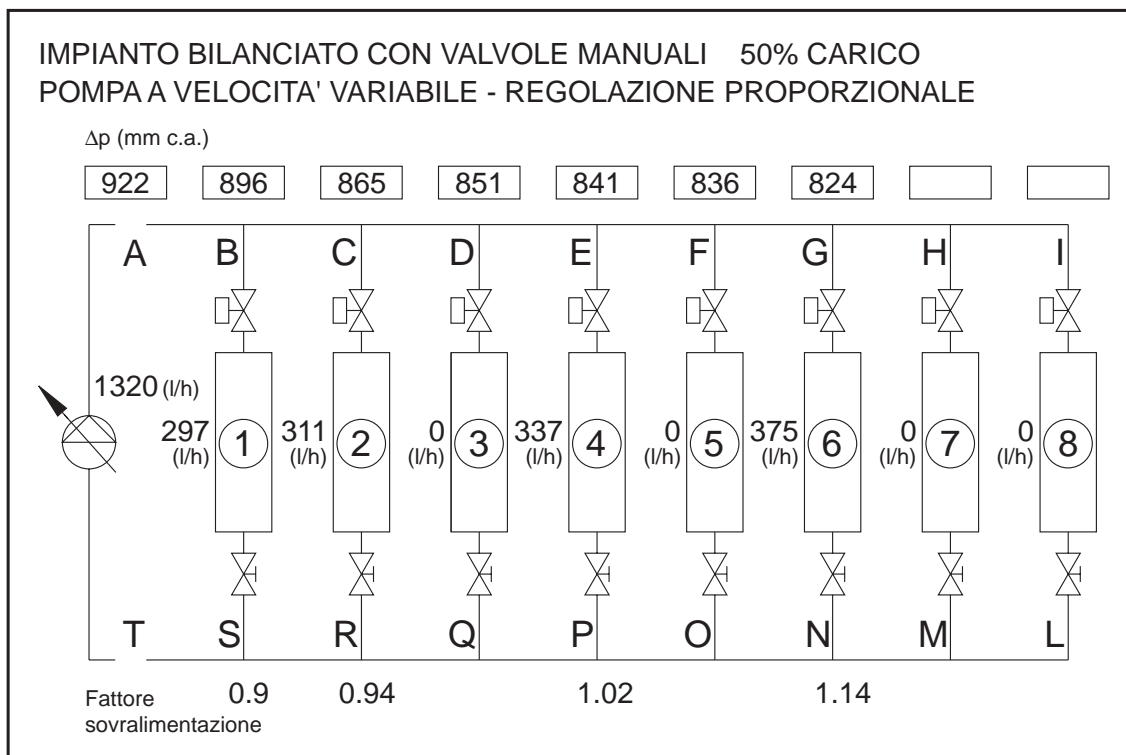
Il nuovo valore del Δp si ottiene di conseguenza: $\Delta p = 922$ mm c.a.

La nuova velocità della pompa è n''.

Portate

Possiamo anche in questo caso ricavare i nuovi valori di portata ai circuiti derivati (Schema 11).

Schema 11



Si nota che anche in questo caso non otteniamo i valori di progetto delle portate ai circuiti derivati. Anzi, non solo ritroviamo problemi di sovralimentazione, ma abbiamo anche problemi di **sottoalimentazione** sui primi terminali.

La ragione di questo comportamento è da ricercarsi nel fatto che avevamo bilanciato manualmente questi circuiti facendo riferimento a dei valori nominali di portata e di Δp .

Ad esempio sul primo circuito derivato, in condizioni di completo carico avevamo un $\Delta p = 1095$ mm c.a.; ora invece abbiamo solo un $\Delta p = 896$ mm c.a.

Di conseguenza la portata si riduce del 10%.

Al ridursi del grado di parzializzazione dell'impianto naturalmente crescono queste variazioni di portata rispetto ai valori nominali.

In questo esempio si è ipotizzato di utilizzare una pompa con sensore di Δp interno alla pompa stessa tra monte e valle.

La scelta della posizione del sensore di Δp modifica il tipo di regolazione scelto; in particolare si fa notare come installando il sensore di Δp a cavallo del circuito più sfavorito si riesca ad ottenere una regolazione con la massima economia energetica, ma si creano problemi di sottoalimentazione nei terminali più vicini. [8]

Quindi, anche utilizzando una pompa a velocità variabile in un impianto bilanciato manualmente, ritroviamo problemi di mantenimento della portata di progetto al variare delle condizioni di funzionamento.

Il bilanciamento con Autoflow-pompa a velocità variabile

Utilizzando invece il dispositivo **Autoflow** in alternativa alle valvole di bilanciamento manuali, non avremmo problemi di questo tipo.

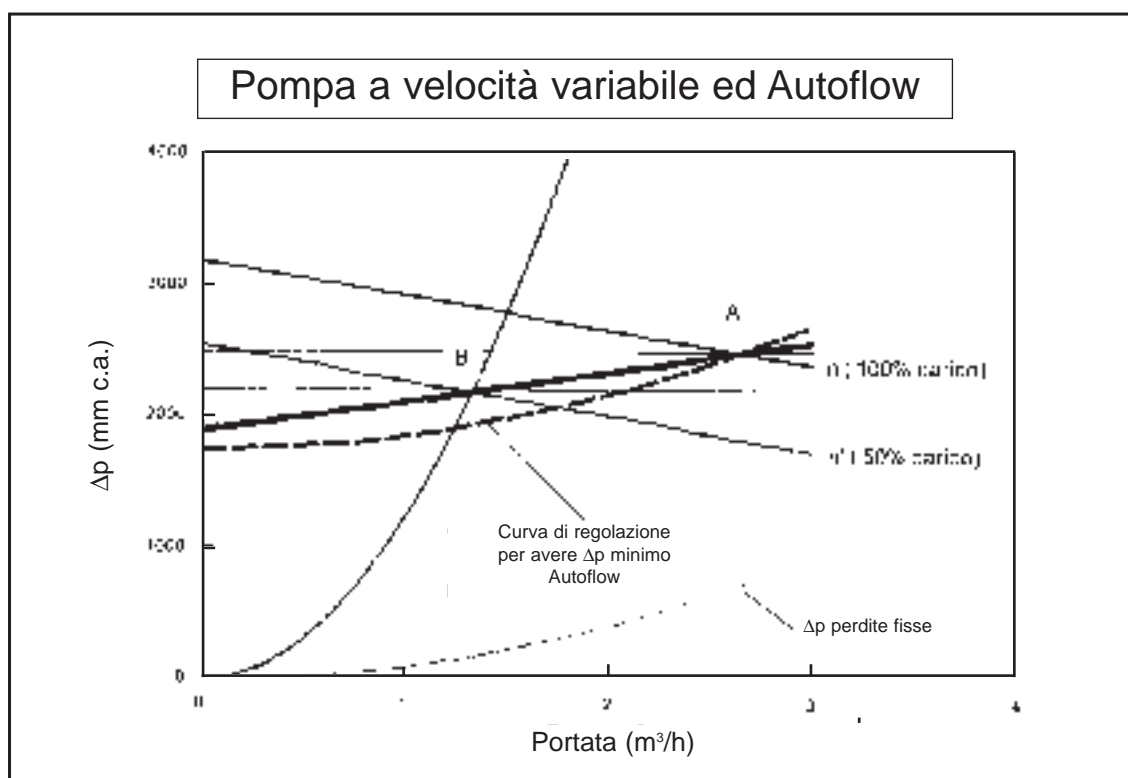
Esso infatti si **adatterebbe automaticamente** alle nuove condizioni di carico dell'impianto **schiacciandosi se il Δp aumenta o rilasciandosi se il Δp diminuisce** ma mantenendo sempre la stessa portata al circuito derivato. Unica condizione quella di scegliere un Autoflow con un Δp minimo di intervento compatibile con la diminuzione della prevalenza della pompa a carico parziale.

Occorre cioè fare in modo che quando la pompa riduce la velocità, l'Autoflow sia sempre sottoposto ad un Δp all'interno del suo campo di lavoro.

Per semplicità, basterebbe garantire all'Autoflow del circuito più lontano dalla pompa il Δp minimo di lavoro in ogni condizione di carico (Fig. 19).

Δp minimo di lavoro

Fig. 19



Graficamente il punto rappresentativo della nuova condizione di carico (punto **B**) deve quindi essere **sempre al di sopra della curva tratteggiata**. Essa infatti è costruita facendo riferimento al circuito più lontano ed operando in modo tale che su di esso venga sempre mantenuto lo stesso Δp (Δp fisse = 328 mm. c.a. + Δp minimo Autoflow = 1400 mm c.a.).

Se sullo stesso circuito è mantenuto costante il Δp , allora la portata è costante.

Se sull'Autoflow c'è il Δp minimo di lavoro allora la portata è quella nominale.

Quindi se l'Autoflow del circuito più lontano è sottoposto al Δp minimo di lavoro, allora tutti gli altri sono sottoposti a Δp all'interno del campo di lavoro.

Anche in questo caso in tutti gli Autoflow la portata resta quindi costante al valore nominale.

Risparmio energetico

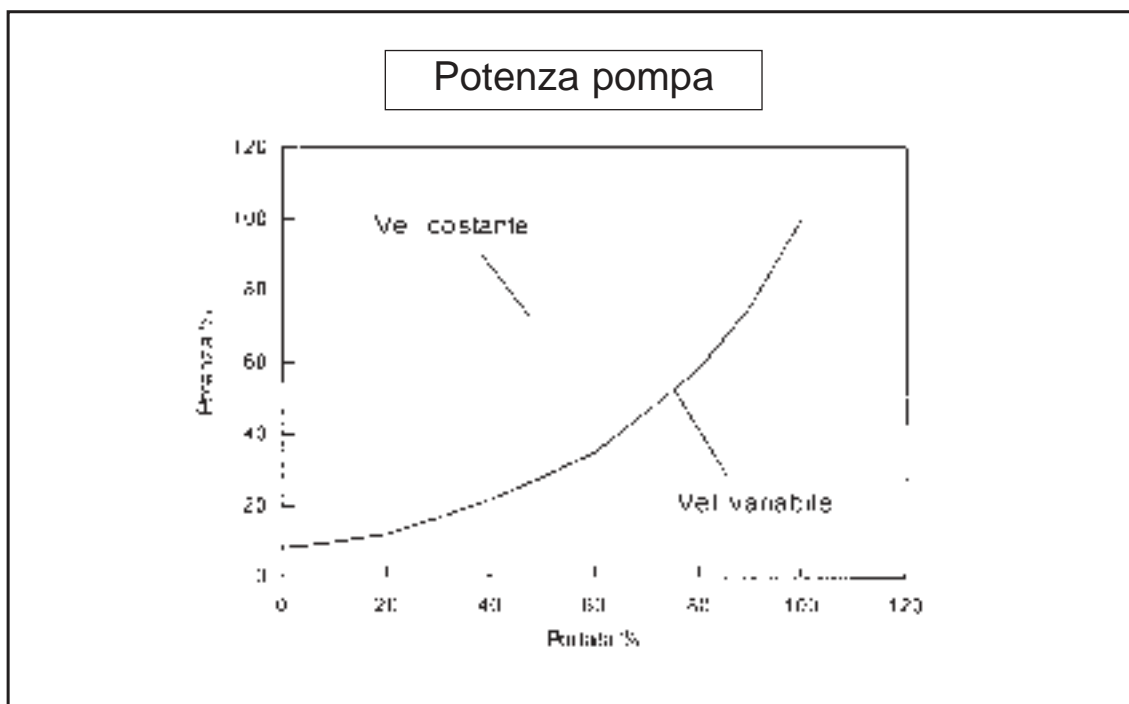
L'utilizzo di una pompa a velocità variabile consente comunque di diminuire la potenza assorbita al diminuire del carico sull'impianto.

Questa diminuzione può essere visualizzata graficamente confrontando le potenze assorbite al variare della portata nei casi di funzionamento a velocità costante o variabile (Fig. 20).

Ad esempio con una portata pari al 50% del valore nominale si ha nel caso di pompa a velocità costante una potenza pari al 75% di quella a pieno carico, mentre nel caso di pompa a velocità variabile si ha una potenza assorbita pari a circa il 30% di quella a pieno carico.

Confronto pompa velocità costante - velocità variabile

Fig. 20



Conclusioni

A titolo riassuntivo viene riportato uno schema che riassume le considerazioni relative al bilanciamento dei circuiti evidenziate nel corso di questa analisi di esempio.

Tipo circuito	Tipo pompa	Condizione di carico	Fattore sovraliment. totale	Fattore massima sovraliment. derivato	Percentuale di potenza assorbita
Non bilanciato	Veloc. costante	100%	1.42	1.81	168%
Bilanciato valvole manuali	Veloc. costante	100%	1.00	1.00	100%
Bilanciato valvole manuali	Veloc. costante	50%	1.23	1.40	81%
Bilanciato Autoflow	Veloc. costante	100%	1.00	1.00	100%
Bilanciato Autoflow	Veloc. costante	50%	1.00	1.00	75%
Bilanciato valvole manuali	Veloc. variabile	50%	1.00	0.9-1.14	30%
Bilanciato Autoflow	Veloc. variabile	50%	1.00	1.00	30%

Applicazioni dei circuiti con Autoflow negli impianti

Di seguito sono riportati degli schemi impiantistici tipici degli impianti di climatizzazione nei quali sono inseriti gli stabilizzatori Autoflow.

In tutti gli schemi si evidenzia la necessità di mantenere costante la portata in alcuni punti del circuito idraulico per soddisfare ad esigenze diverse ma comunque ben definite e conosciute.

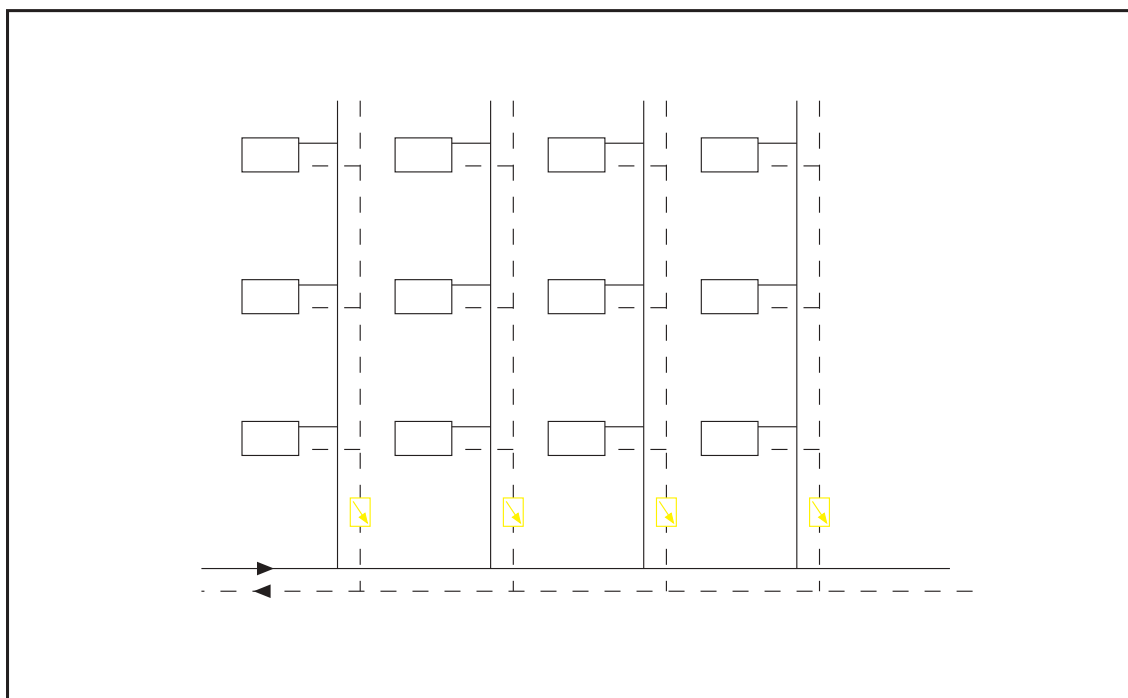
Gli stessi schemi di principio, con le dovute variazioni, possono essere estesi anche ad applicazioni diverse dai tradizionali impianti di climatizzazione, quali ad esempio impianti di processo, di refrigerazione industriale, di dosaggio chimico, di distribuzione idraulica, ecc.

Negli impianti di climatizzazione i circuiti con Autoflow sono utilizzati soprattutto per assicurare le portate richieste alle colonne, alle derivazioni di zona o ai terminali.

Possono essere abbinati a valvole di regolazione sia a tre vie che a due vie, in circuiti a portata costante oppure variabile.

Bilanciamento con Autoflow a piede di colonna

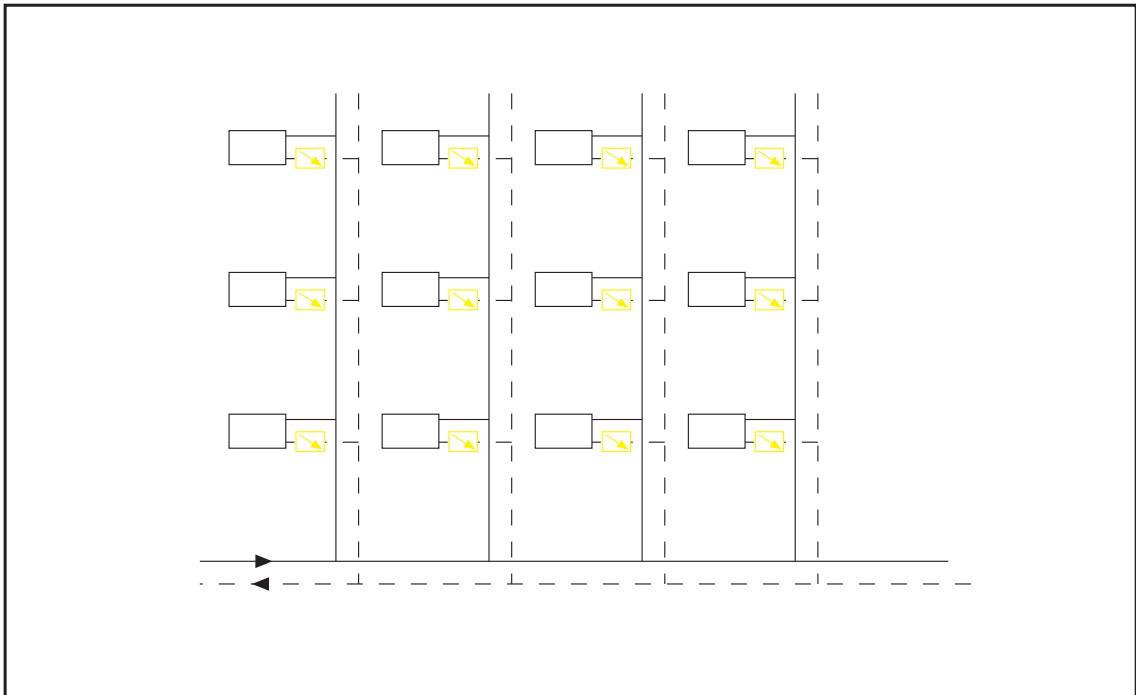
Fig. 21



I dispositivi Autoflow vanno installati sulla tubazione di ritorno del circuito.

Servono a far fluire, attraverso le colonne, le quantità di fluido richieste.

Squilibri nella ripartizione delle portate possono, comunque, determinarsi lungo le colonne per i motivi evidenziati nell'esame dei circuiti semplici. Per tale ragione, questi circuiti sono normalmente utilizzati in edifici che non superano i 5 o 6 piani.

Bilanciamento con Autoflow ad ogni terminale**Fig. 22**

I dispositivi Autoflow vanno installati sulla tubazione di ritorno del circuito.

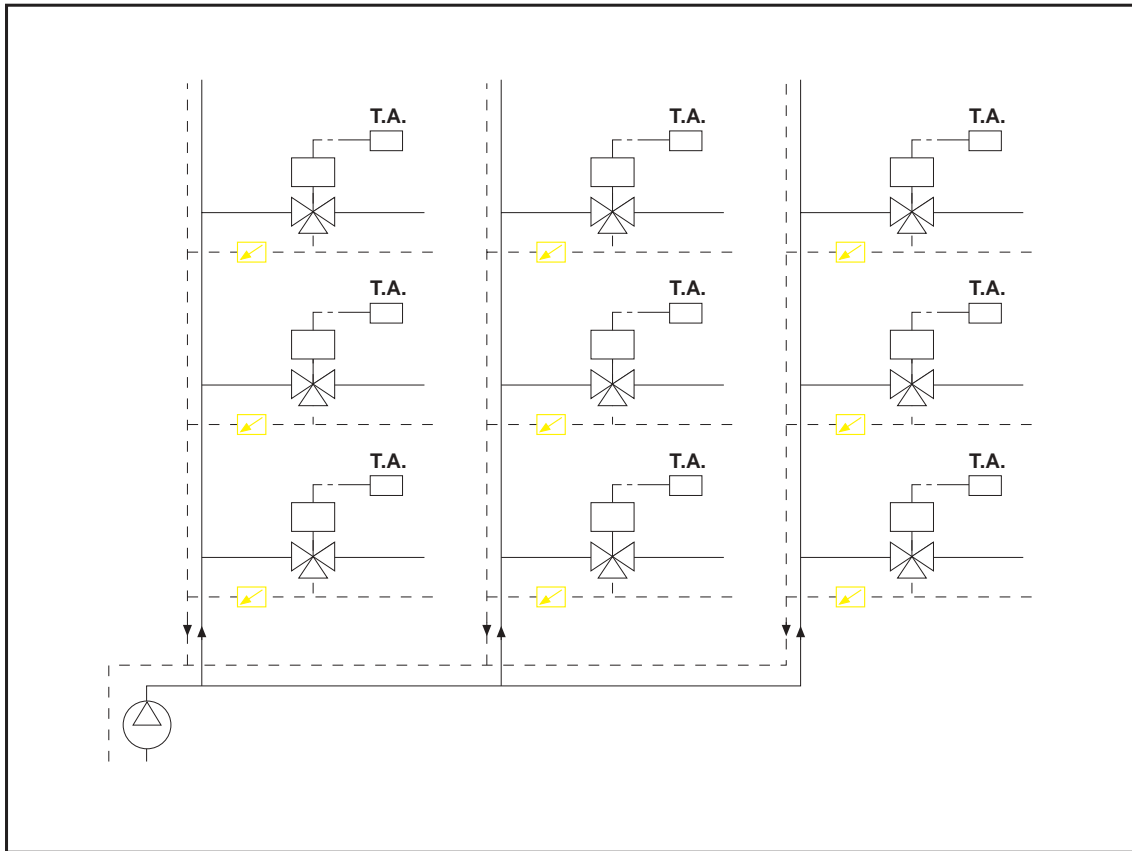
Sono in grado di far fluire, attraverso ogni terminale, le quantità di fluido richieste.

Si fa notare come in questo caso non sia necessario bilanciare tra di loro le colonne, dato l'ampio campo di lavoro dell'Autoflow.

Nel caso di valvole manuali invece, si sarebbero dovute bilanciare anche queste ultime tra di loro inserendo in più una valvola di bilanciamento per ogni colonna stessa.

Impianti con valvole a tre vie: bilanciamento con Autoflow

Fig. 23

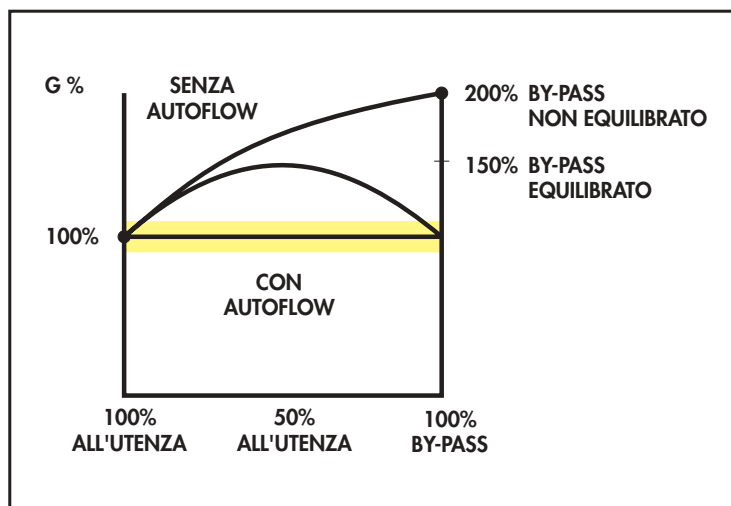


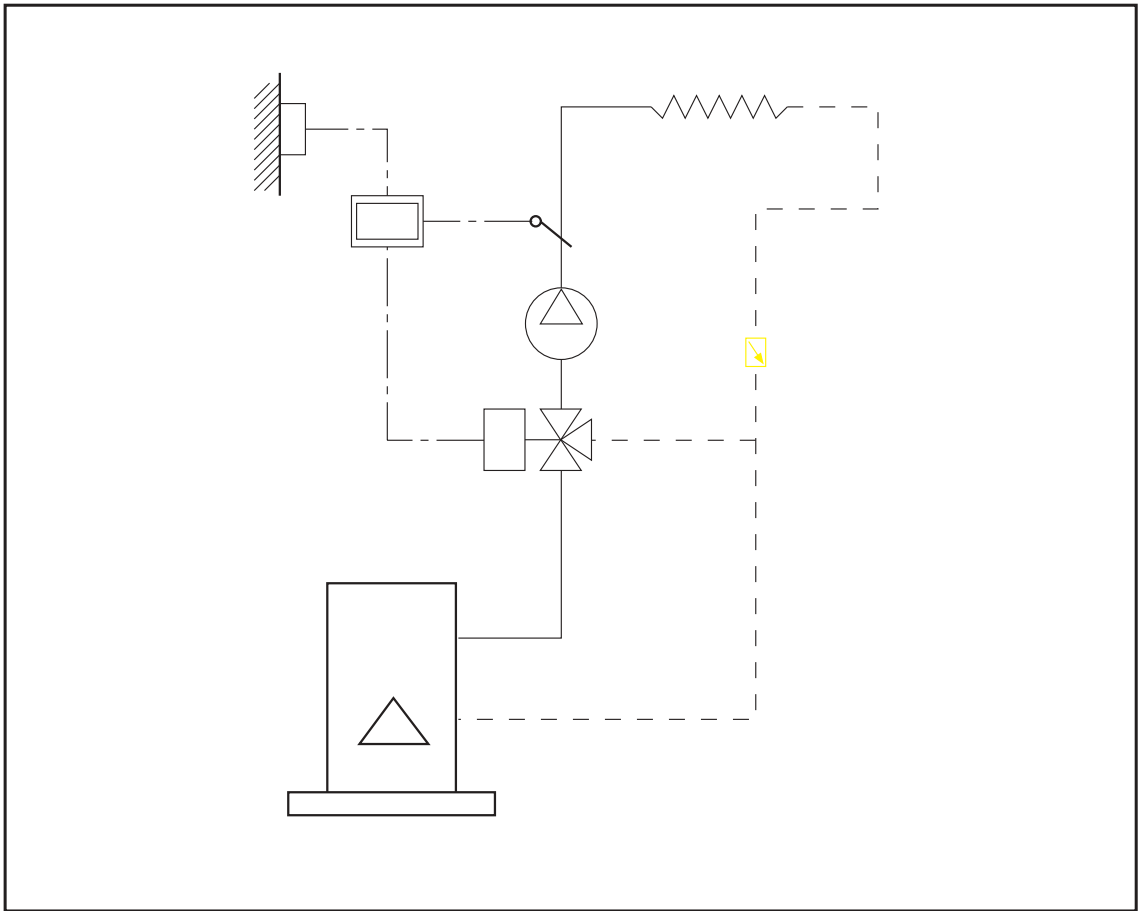
Gli Autoflow posti sul ritorno delle derivazioni di zona consentono di mantenere costante la portata di ogni derivazione sia a valvole aperte, sia a valvole chiuse.

In questo caso non è necessario bilanciare le vie di by-pass delle valvole a tre vie, in quanto l'Autoflow assorbe automaticamente le eventuali variazioni di perdite di carico tra la via aperta verso l'utenza o aperta verso il by-pass.

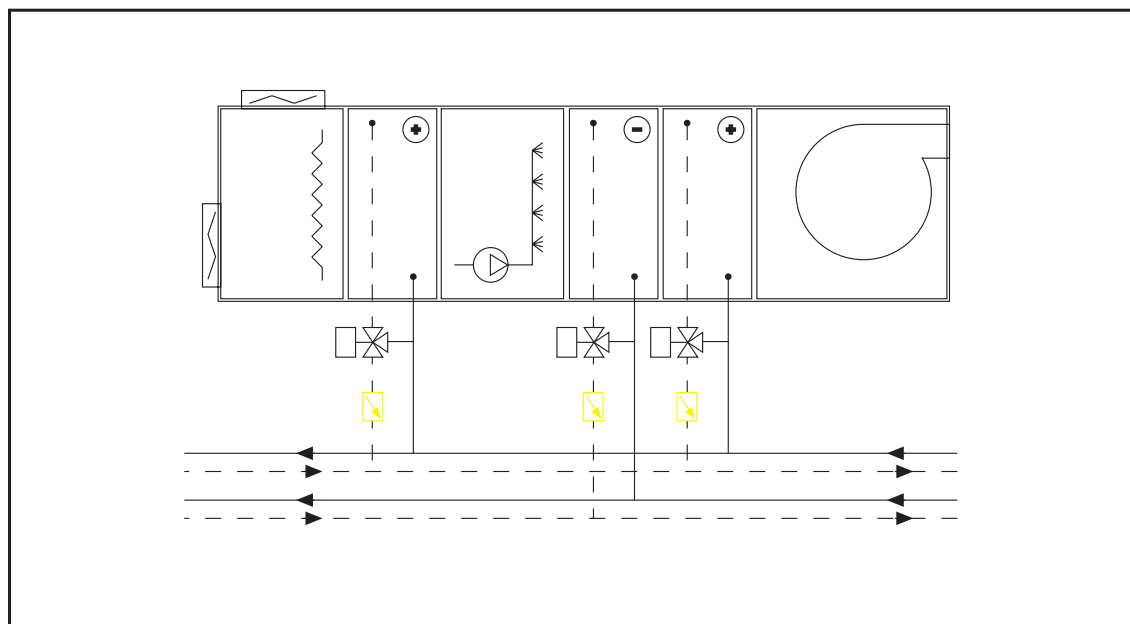
Inoltre, nel caso di valvole a tre vie modulanti, esso mantiene costante la portata complessiva anche nelle posizioni intermedie dell'otturatore della valvola. [5]

Fig. 24



Regolazione climatica: bilanciamento con Autoflow**Fig. 25**

L'Autoflow consente di mantenere costante la portata del circuito utilizzatore sia a valvola aperta, sia a valvola chiusa.

Regolazione delle batterie con valvole a tre vie: bilanciamento con Autoflow**Fig. 26**

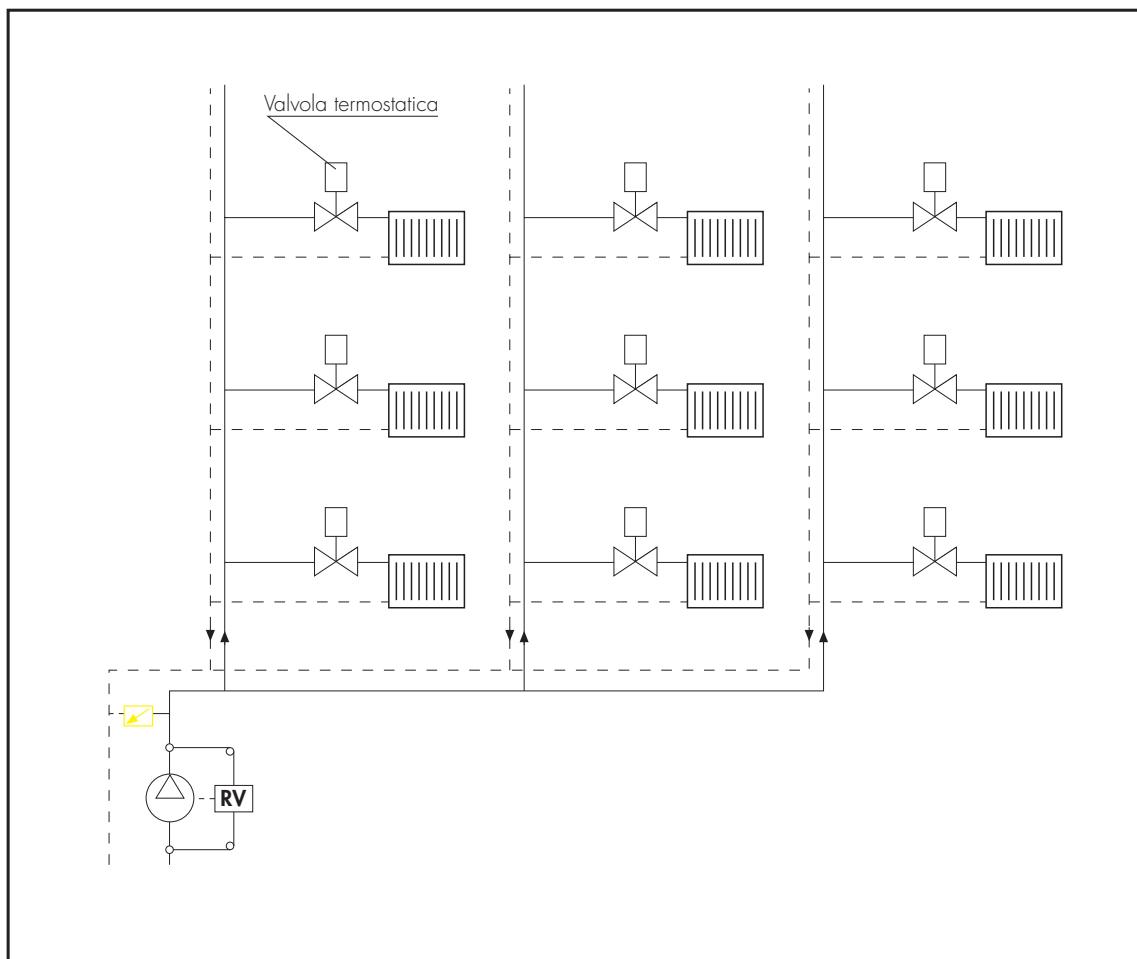
I dispositivi Autoflow vanno installati sulla tubazione di ritorno del circuito.

Gli Autoflow consentono di mantenere costanti le portate dei circuiti di distribuzione sia a valvole aperte, sia a valvole chiuse.

Inoltre, nel caso di valvole a tre vie modulanti, esso mantiene costante la portata complessiva anche nelle posizioni intermedie dell'otturatore della valvola.

Limitatore di pressione differenziale posto alla base del circuito e by-pass con Autoflow

Fig. 27



È una soluzione utilizzata prevalentemente in piccoli impianti a radiatori con valvole termostatiche.

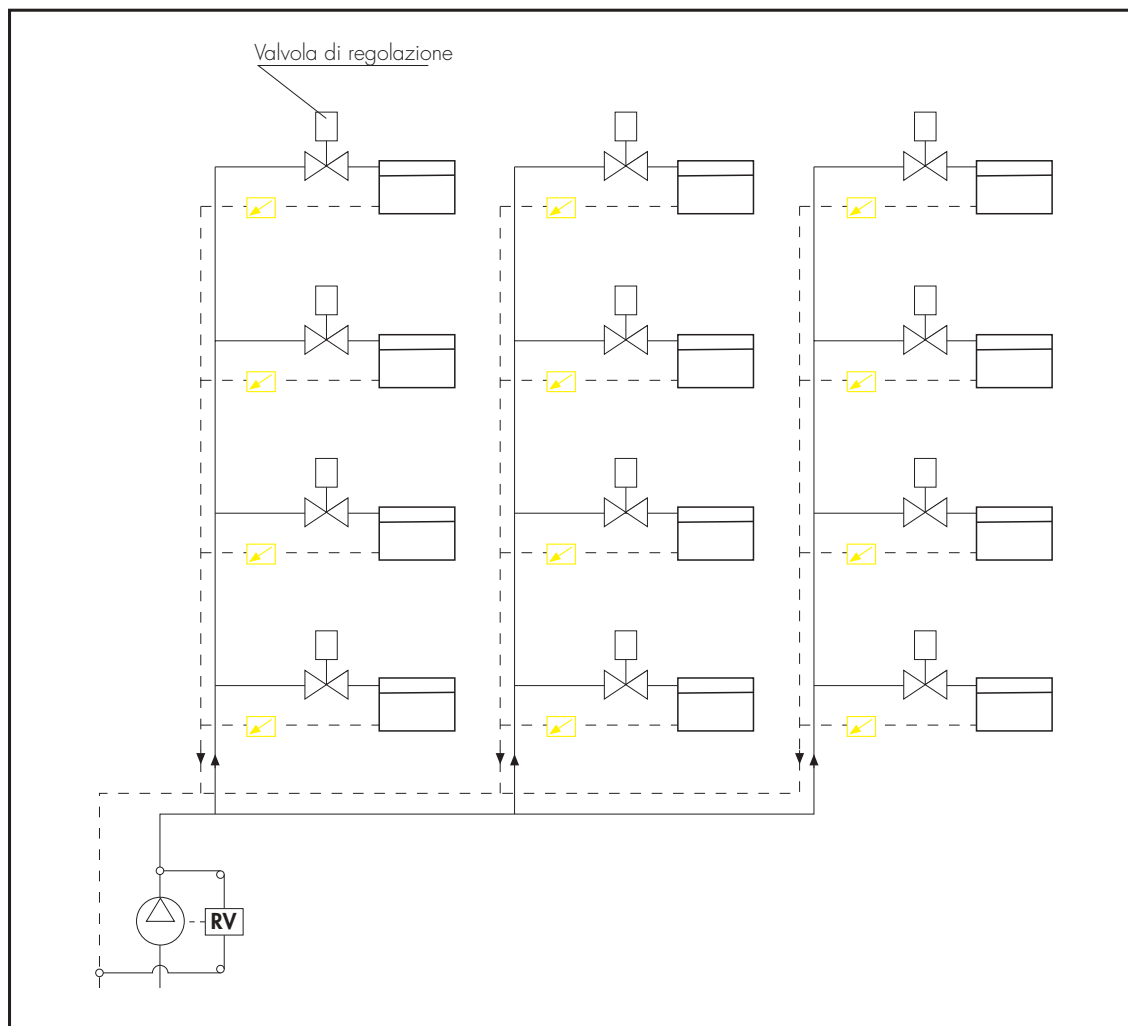
- Pressione di taratura del limitatore di pressione:
è consigliabile che questo valore superi di circa il 10% la pressione differenziale richiesta (a valvole aperte) tra i due punti del circuito in cui sono installate le prese di controllo del limitatore.

Nota:

Il by-pass con Autoflow serve a garantire una portata minima anche a valvole chiuse. Tale portata è necessaria per evitare che l'inerzia termica del generatore provochi surriscaldamenti localizzati del fluido e il conseguente intervento dei termostati di blocco o dei dispositivi di sicurezza, quali le valvole di intercettazione del combustibile o di scarico termico.

Regolazione con valvole a due vie e pompa a velocità variabile: bilanciamento con Autoflow

Fig. 28



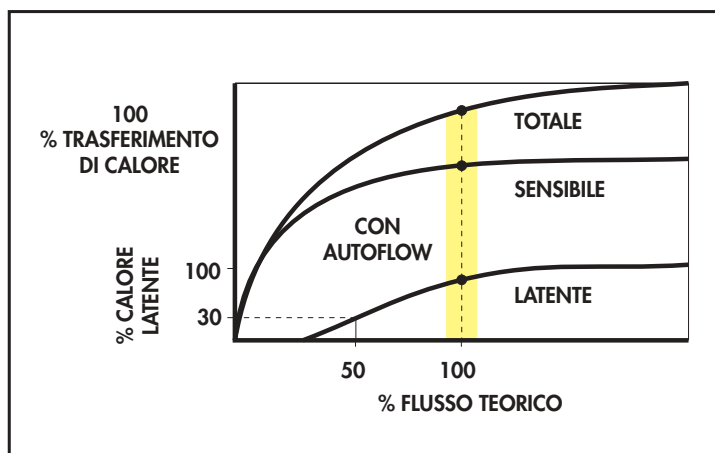
I dispositivi Autoflow vanno installati sulla tubazione di ritorno del circuito.

Questa soluzione è utilizzata soprattutto in impianti con ventilconvettori e valvole di regolazione modulanti. Gli Autoflow servono a stabilizzare la quantità di fluido che passa attraverso i terminali.

In un impianto con valvole a due vie e pompa a velocità variabile, senza una riequilibratura automatica dell'impianto a carico ridotto (cioè senza Autoflow) si possono avere terminali con flusso insufficiente.

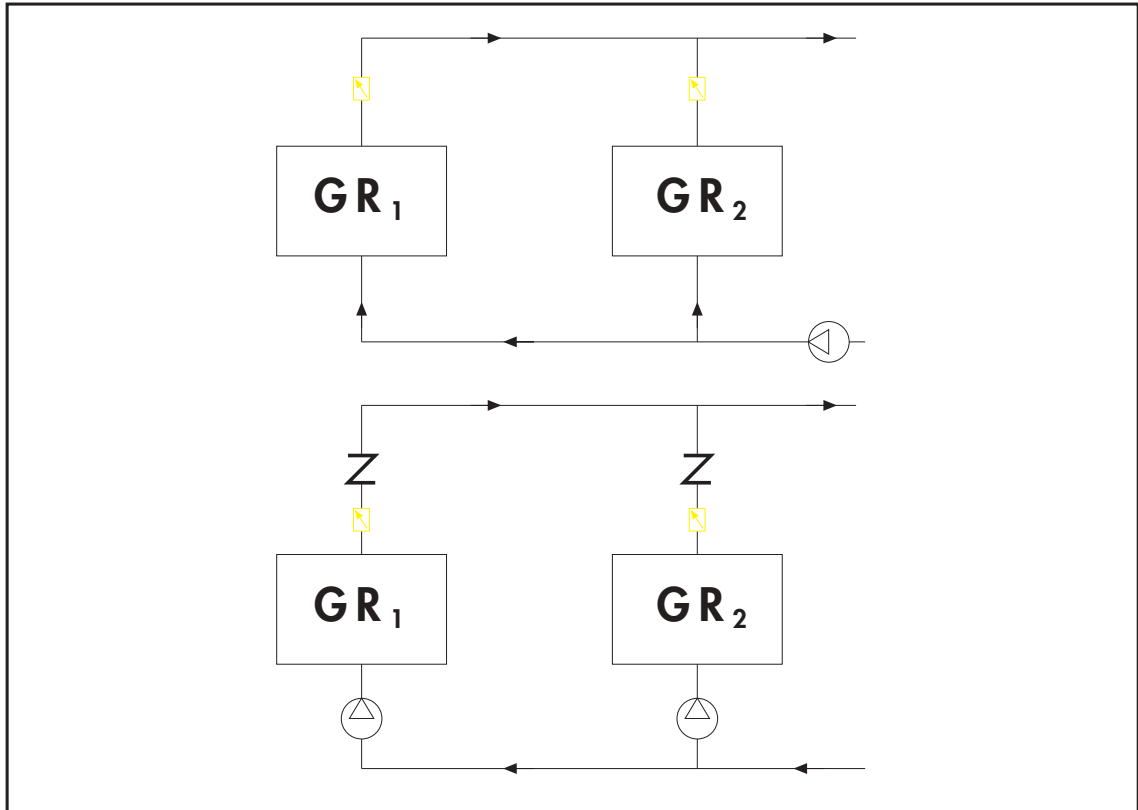
Tale situazione riduce, per esempio, in modo considerevole le capacità dei terminali di deumidificazione. [6]

Fig. 29



Centrali produzione acqua refrigerata: bilanciamento con Autoflow

Fig. 30

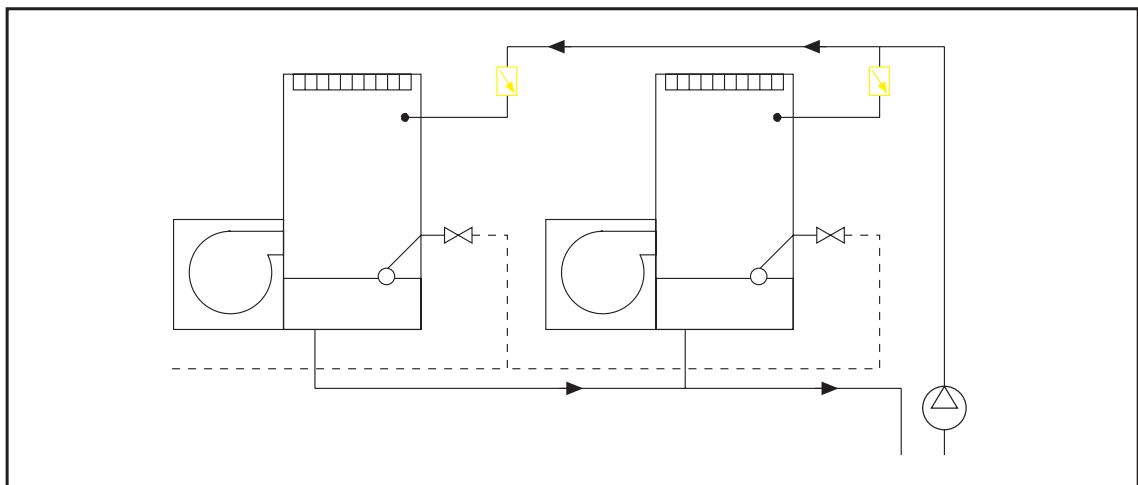


I dispositivi Autoflow vanno installati sulla tubazione di ritorno.

Per bilanciare i circuiti che servono gli evaporatori o i condensatori dei gruppi refrigeranti; sugli scambiatori la portata è sempre costante anche nel caso di parzializzazione dei gruppi, con conseguente ottimizzazione delle prestazioni.

Torri di raffreddamento: bilanciamento con Autoflow

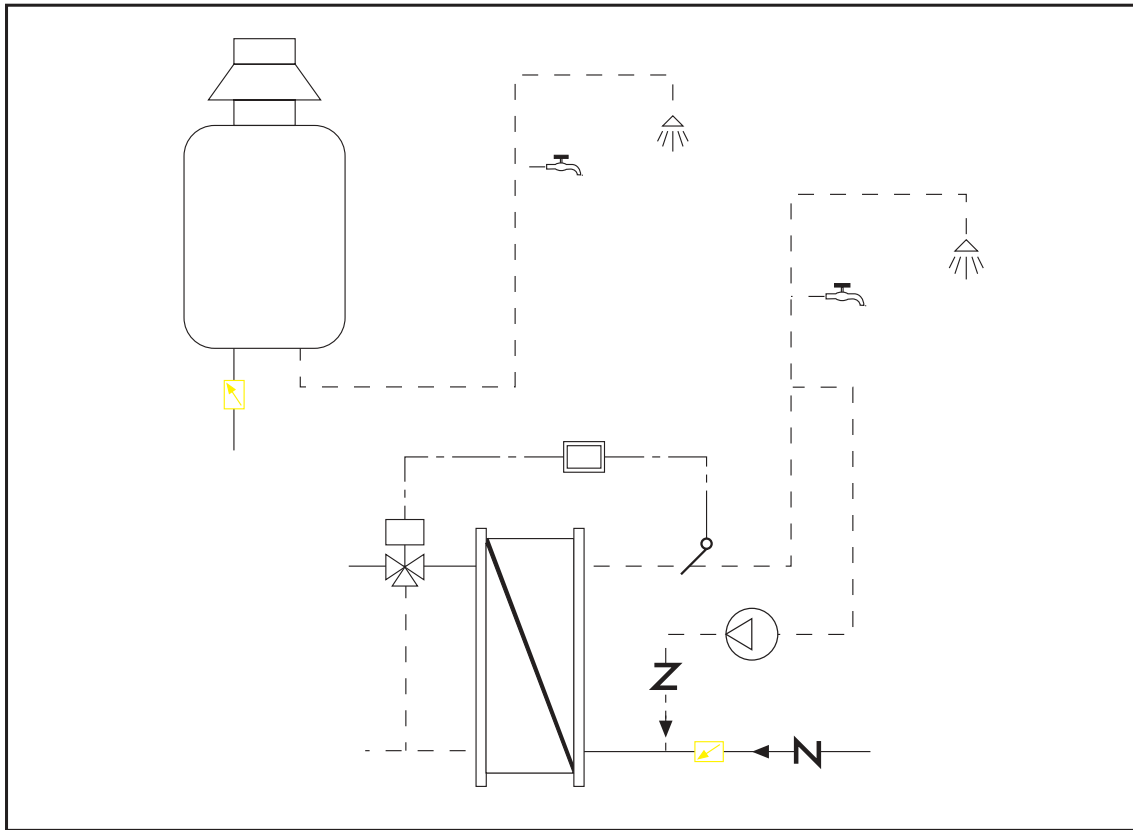
Fig. 31



Per bilanciare i circuiti che servono le torri di raffreddamento.

Produzione acqua sanitaria: limitazione con Autoflow

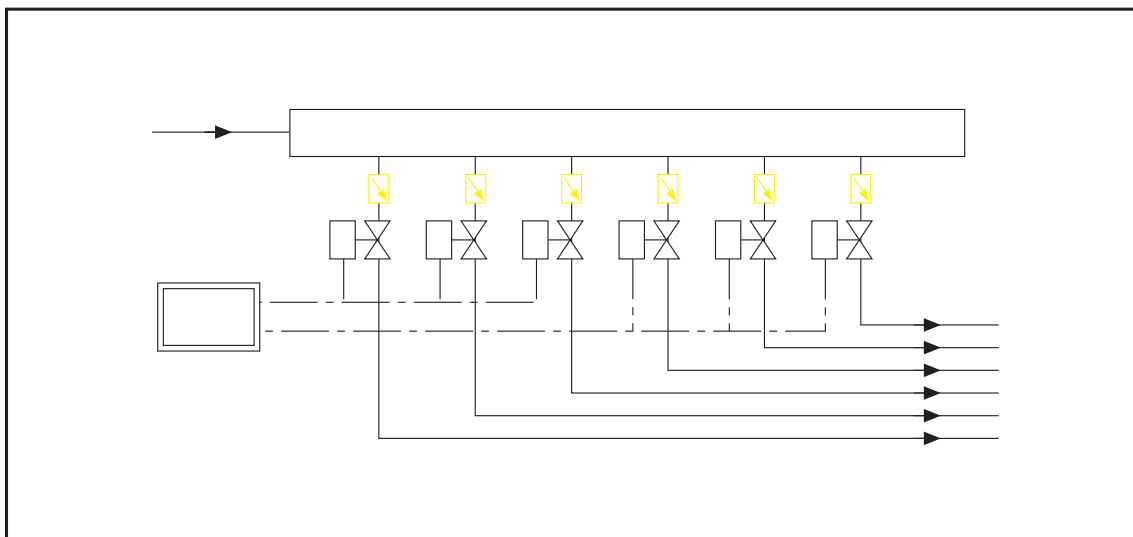
Fig. 32



Per limitare la portata d'acqua calda erogabile nei sistemi a produzione istantanea o con limitate capacità.

Impianti distribuzione idrica: limitazione con Autoflow

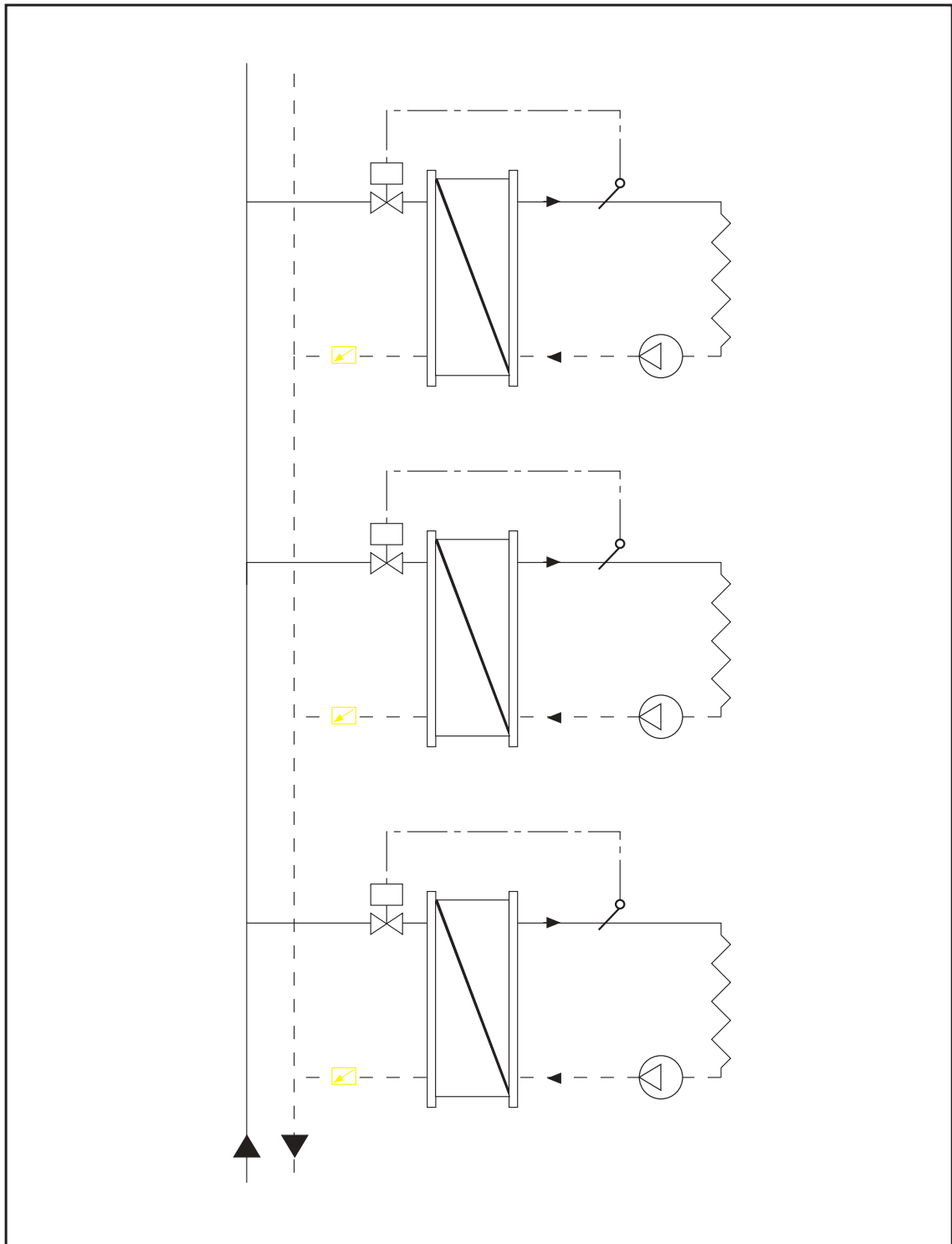
Fig. 33



Per controllare la quantità d'acqua erogata e bilanciare i vari circuiti negli impianti d'irrigazione.

Impianti di teleriscaldamento: bilanciamento con Autoflow

Fig. 34



I dispositivi Autoflow vanno installati sulla tubazione di ritorno del circuito.
 Negli impianti di teleriscaldamento, per bilanciare le varie sottocentrali e limitarne la potenza termica al valore nominale; si assicurano così le condizioni ottimali di funzionamento degli scambiatori di calore.

*APPENDICE
ALLA DISPENSA TECNICA*

*IL BILANCIAMENTO DINAMICO DEI CIRCUITI IDRONICI
LO STABILIZZATORE AUTOMATICO DI PORTATA
AUTOFLOW*

Indice

PARTE 1^a

Caratteristiche dei circuiti **pag. 44**

Curve caratteristiche	44
Comportamento del flusso in un circuito	45
Calcolo caratteristica di un circuito	46
Stabilità di un circuito	48
Squilibrio relativo	49
Interdipendenza	49
Autorità	49

Caratteristiche delle pompe **pag. 50**

Curve caratteristiche	50
Curve accessorie	51

Funzionamento pompa-circuito **pag. 53**

Punto di funzionamento	53
Spostamento punto di funzionamento	54
Punto teorico - punto reale	55

Pompa a velocità variabile **pag. 56**

Funzionamento	56
---------------------	----

PARTE 2^a

Circuito bilanciato con valvole manuali a carico parziale **pag. 57**

Calcolo Z impianto a carico parziale	58
Nuovo punto di funzionamento	59
Calcolo delle portate	59

Circuito bilanciato con Autoflow a carico parziale **pag. 60**

Sovrappressioni Autoflow	61
--------------------------------	----

Bibliografia **pag. 62**

Parte 1^a

Caratteristiche del circuito

Curve caratteristiche

L'acqua che fluisce in un circuito subisce, durante il passaggio nelle tubazioni e attraverso i vari componenti, **una perdita di carico**.

Questa perdita di carico è la differenza tra la pressione esistente nel punto iniziale della tubazione di mandata e la pressione esistente nel punto finale della tubazione di ritorno.

Essa è strettamente legata alla portata d'acqua in transito nell'impianto da una relazione di questo tipo:

$$\Delta p = Z * G^2 \quad \text{dove: } \Delta p = \text{perdita di carico}$$

$$G = \text{portata}$$

In questa equazione, **Z è la caratteristica del circuito**. Essa dipende unicamente dalla composizione del circuito stesso. [3]

Ad esempio:

per un tubo di lunghezza l: $Z = z * l$

dove z è un coefficiente che dipende solo dal diametro del tubo;

per una resistenza concentrata x: $Z = x * m$

dove m è un coefficiente che dipende solo dal diametro del tubo.

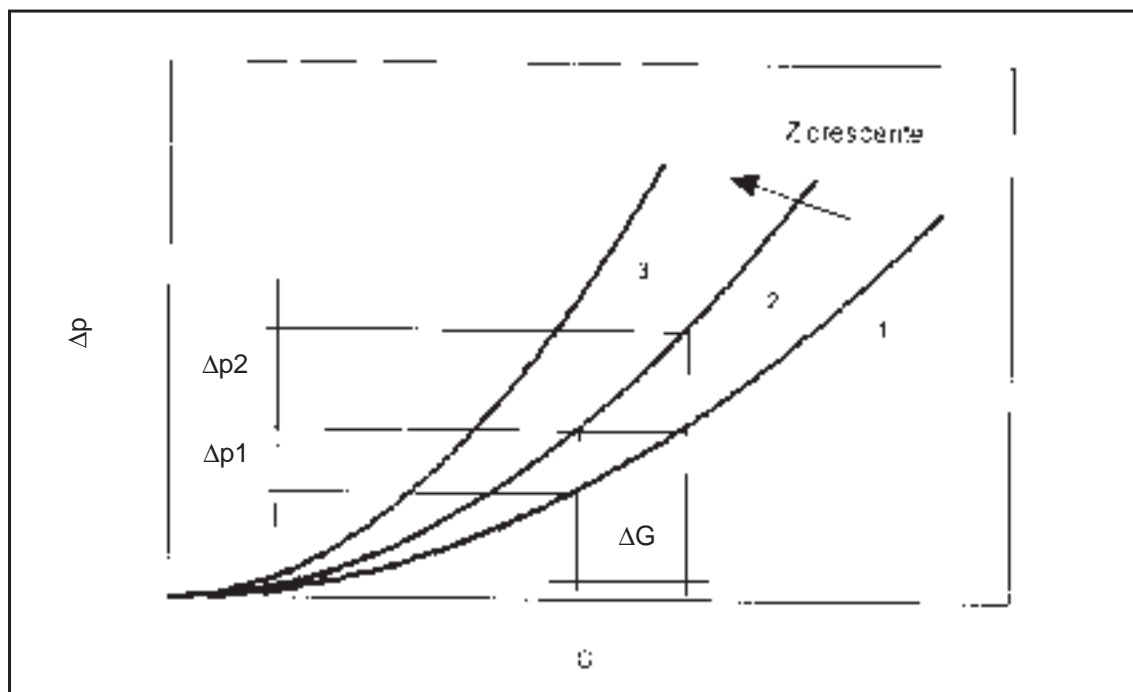
Conoscendo un punto di funzionamento Δp -G di un circuito, si può costruire la curva (di tipo parabolico) che rappresenta la variazione del Δp in funzione di G per una caratteristica del circuito Z ben precisa. Per un circuito chiuso la parabola ha il vertice nell'origine degli assi.

Questa curva ha il seguente **significato fisico**:

mantenendo l'impianto sempre nelle stesse condizioni e variando solamente la portata, si può trovare la perdita di carico corrispondente.

Infatti così facendo Z rimane costante; è il parametro che identifica quella particolare curva.

Fig. 1



Se invece si varia ad esempio l'apertura delle valvole, questa operazione dà luogo ad una nuova condizione dell'impianto e quindi ad un altro valore di Z .

In particolare una chiusura, ovvero un restringimento della sezione utile di passaggio del fluido, provoca un aumento della resistenza nel circuito e quindi anche di Z .

Come si può vedere dal grafico in fig. 1, quanto più basso è il valore di Z , tanto meno una variazione di portata influisce sulla perdita di carico del circuito.

Infatti, a parità di variazione di portata ΔG , si ha che $\Delta p_1 < \Delta p_2$.

Il problema che può nascere a questo punto è di trovare il modo di calcolare le nuove caratteristiche del circuito per ogni posizione dei dispositivi di chiusura o di regolazione.

Comportamento del flusso in un circuito

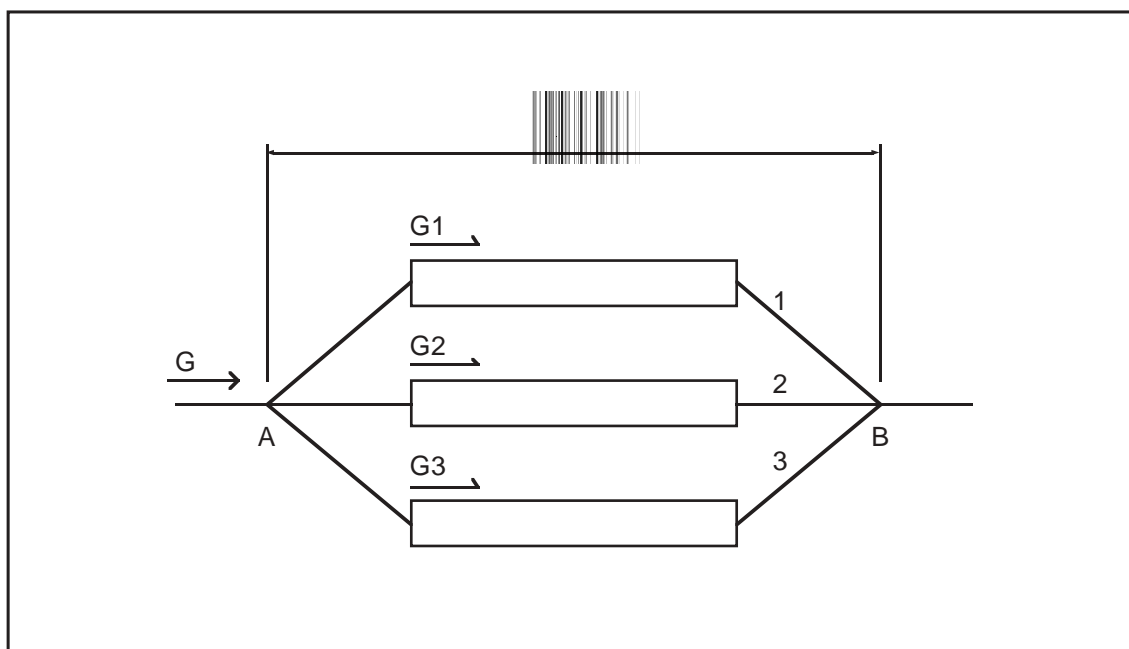
Può essere di aiuto il richiamare le leggi fondamentali che regolano il comportamento del flusso di un fluido in un circuito (Fig. 2): [4]

- 1) la somma delle portate che entrano in un nodo è uguale alla somma delle portate che ne escono;
- 2) la caduta di pressione tra due nodi ha lo stesso valore qualsiasi sia il percorso.

Inoltre si richiamano anche le seguenti:

- 1) Il flusso tra due nodi comunicanti (A-B) si suddivide in singole portate, tali da incontrare una identica perdita di carico in ogni ramo che costituisce la connessione.
- 2) La variazione della caratteristica di uno o più rami comporta sempre una variazione della caratteristica totale e della distribuzione delle portate.

Fig. 2



$$\Delta p = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3$$

$$G = G_1 + G_2 + G_3$$

Calcolo caratteristica di un circuito

Il calcolo della caratteristica di un circuito può essere realizzato con diversi metodi.

Quello che proponiamo di seguito non è un metodo rigoroso di calcolo, tuttavia consente di avere una sequenza di operazioni semplici da comprendere e da implementare.

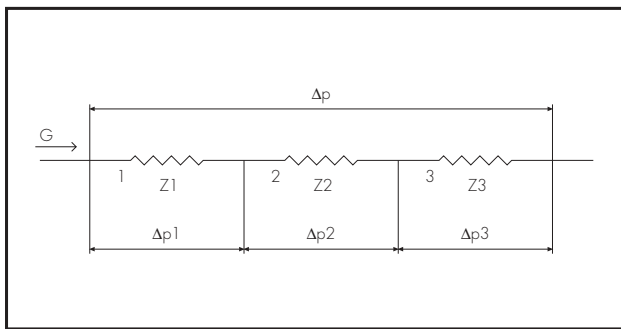
Esso permette soprattutto di effettuare in modo relativamente veloce una verifica degli squilibri idraulici che si vengono a creare in caso di chiusure od aperture dei dispositivi di regolazione.

Per calcolare la caratteristica Z di un circuito si divide questo in tanti tronchi elementari.

Ciascuno di questi può intendersi, in analogia con l'elettrotecnica, come composizione di elementi in serie o in parallelo.

Elementi in serie

Fig. 3



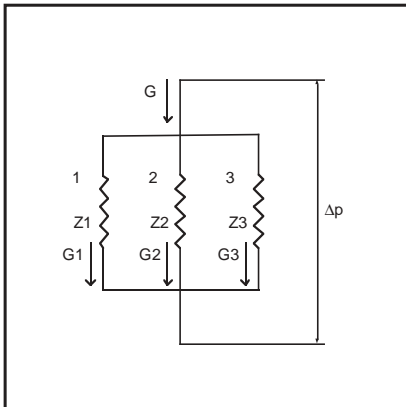
Questo significa che per calcolare il valore di Z per un tronco composto da elementi in serie, non si fa altro che sommare i vari Z elementari che lo compongono (Tab. 1).

Tab. 1

Serie
$\Delta p = Z \cdot G^2$
$G = G_1 = G_2 = G_3$
$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 =$
$Z_1 \cdot G^2 + Z_2 \cdot G^2 + Z_3 \cdot G^2 =$
$(Z_1 + Z_2 + Z_3) \cdot G^2 =$
$Z \cdot G^2$
$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3$

Elementi in parallelo

Fig. 4



Tab. 2

Parallelo	
$\Delta p = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3$	
$G = G_1 + G_2 + G_3$	
$\Delta p = Z_1 \cdot G_1^2$	$G_1 = (\Delta p / Z_1)^{0,5}$
$\Delta p = Z_2 \cdot G_2^2$	$G_2 = (\Delta p / Z_2)^{0,5}$
$\Delta p = Z_3 \cdot G_3^2$	$G_3 = (\Delta p / Z_3)^{0,5}$
$\Delta p = Z \cdot G^2$	
$G = (\Delta p / Z_1)^{0,5} + (\Delta p / Z_2)^{0,5} + (\Delta p / Z_3)^{0,5} =$	
$\Delta p^{0,5} \cdot (1/Z_1^{0,5} + 1/Z_2^{0,5} + 1/Z_3^{0,5})$	
$G = (\Delta p / Z)^{0,5} = \Delta p^{0,5} \cdot 1/Z^{0,5}$	
$1/Z^{0,5} = 1/Z_1^{0,5} + 1/Z_2^{0,5} + 1/Z_3^{0,5}$	

In questo caso, per il calcolo di Z occorre considerare il reciproco dei vari termini (Tab. 2).
 Conoscendo il Δp del tronco, la portata del tronco, le caratteristiche del tronco e di un elemento, si può calcolare **la portata che fluisce attraverso questo stesso elemento**.

Tab. 3

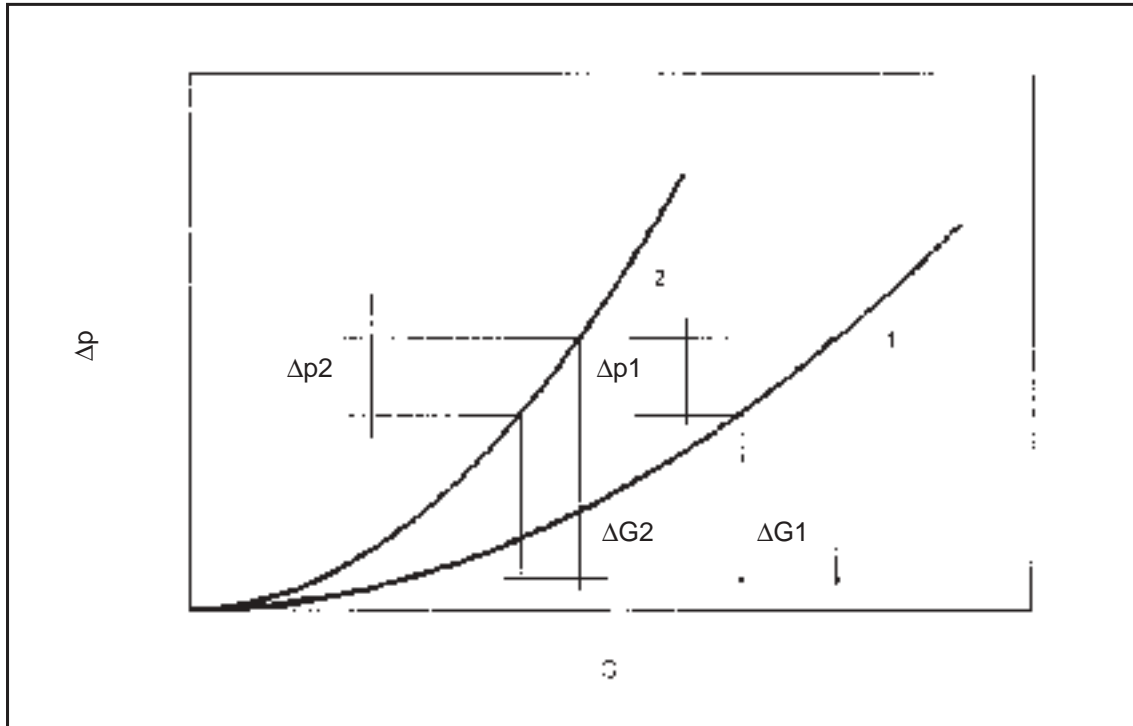
Portate
$G_i/G = (\Delta p/Z_i)^{0,5} / (\Delta p/Z)^{0,5} = (Z/Z_i)^{0,5}$
$G_i = G \cdot (Z/Z_i)^{0,5}$

Considerato ciò, si può anche calcolare la nuova portata attraverso un elemento nel caso in cui si vari la portata totale nel tronco senza aver modificato i valori di Z (sia del tronco che dell'elemento) (Tab. 3).

Stabilità di un circuito

Un circuito è più stabile di un altro se per una stessa variazione di perdita di carico Δp esso provoca una variazione di portata ΔG inferiore (Fig. 5).

Fig. 5



Considerando il grafico riportato si ha:

$\Delta p_1 = \Delta p_2$	$Z_2 > Z_1$
---------------------------	-------------

$\Delta G_1 > \Delta G_2$

Impianto 2 è più stabile

Squilibrio relativo

Per dei circuiti in parallelo, lo squilibrio relativo tra questi nel caso di una variazione della pressione differenziale disponibile, è meno apprezzabile quando si hanno caratteristiche simili tra i vari circuiti (Z circa uguali).

Nel caso in cui i valori Z dei vari circuiti in parallelo siano uguali, la variazione di portata di ogni elemento è dello stesso valore relativo.

Interdipendenza

Nel caso di circuiti in parallelo, il rischio di uno squilibrio dell'elemento è più elevato se il tronco comune ha una perdita di carico relativamente alta (Z elevato).

In questo caso i circuiti sono molto interdipendenti.

Al contrario se il tronco comune ha una perdita di carico trascurabile in confronto alla perdita di carico dei vari circuiti in parallelo, non esiste alcun rischio di squilibrio relativo. In questo caso il funzionamento di ogni circuito è quasi indipendente dal funzionamento degli altri.

Autorità

A questo punto definiamo l'autorità idraulica generale, come il rapporto tra la perdita di carico dell'elemento considerato e la perdita di carico totale del circuito (come vedremo più avanti quest'ultima è uguale alla prevalenza della pompa).

Più elevata sarà l'autorità di un elemento, più indipendente sarà il suo funzionamento.

Il bilanciamento e la regolazione si realizzeranno più facilmente perchè non perturbati dal bilanciamento e dalla regolazione degli altri elementi.

Ad esempio consideriamo un terminale con valvola di regolazione abbinata, con una autorità idraulica generale bassa.

Nel caso in cui questo terminale faccia parte di un circuito nel quale tutte le altre valvole di regolazione si chiudono tranne quella considerata, il funzionamento di quest'ultima è molto perturbato a causa dell'aumento della pressione differenziale disponibile che si viene a stabilire nel circuito stesso.

Nel caso di alta autorità, invece, il funzionamento della valvola non è sensibilmente perturbato a causa dell'aumento di pressione differenziale limitato.

Caratteristiche delle pompe

La pompa in una installazione di riscaldamento, di raffrescamento o di condizionamento ha la funzione di far circolare l'acqua dal produttore, sia caldaia che gruppo frigorifero, al terminale utilizzatore.

La pompa deve fornire una certa portata di acqua in determinate condizioni di pressione tali da poter vincere le resistenze lungo il circuito di distribuzione.

Tra i vari tipi di pompe, verrà qui analizzato il comportamento delle pompe centrifughe, le più utilizzate per questo tipo di applicazioni.

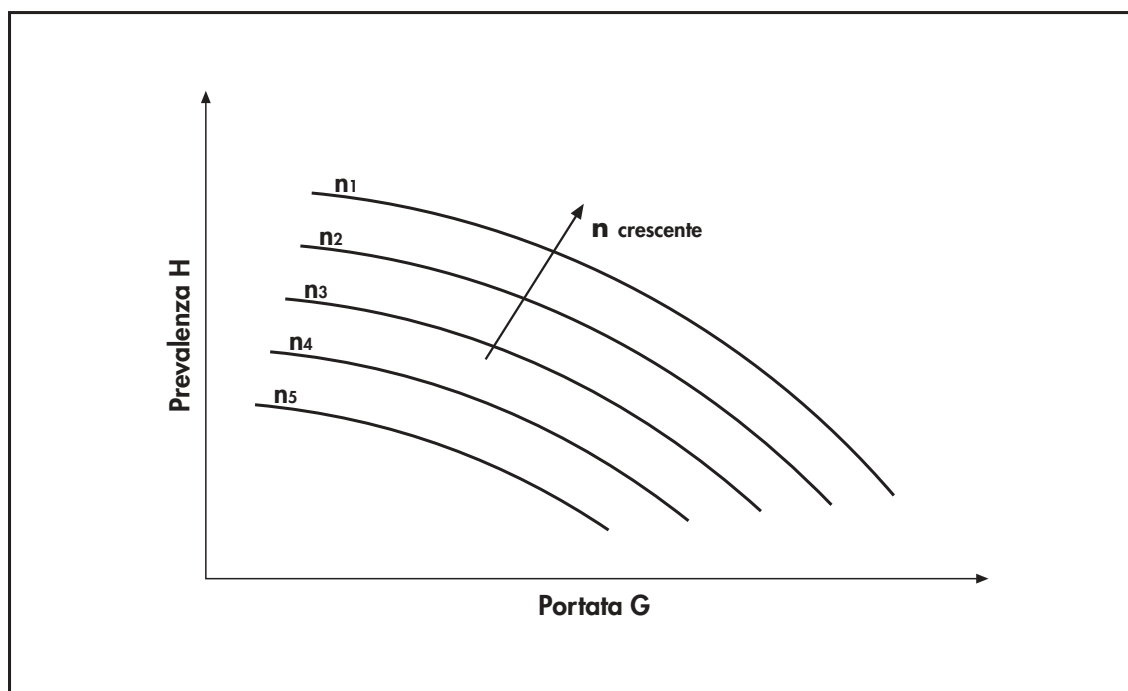
I dati relativi alle caratteristiche delle pompe, determinati sperimentalmente, vengono forniti dal costruttore in forma grafica.

Curve caratteristiche

La curva caratteristica della pompa illustra la **relazione esistente tra la prevalenza e la portata**, consentendo la scelta della pompa che meglio soddisfa alle esigenze d'impianto. La prevalenza di una pompa è una grandezza, esprimibile anche in termini di pressione, che consente di valutare l'energia che viene fornita al fluido. [4]

Per ogni velocità di rotazione n esiste una curva caratteristica.

Fig. 6



Si nota che, nel caso la velocità diminuisca, la prevalenza massima e la portata massima diminuiscono (da n1 a n5).

In particolare le varie curve si possono ottenere una dall'altra per semplice traslazione.

Curve accessorie

Il costruttore inoltre determina sperimentalmente, sempre in funzione della portata, le curve relative ad altre grandezze, la cui conoscenza consente al progettista di avere una visione più completa del comportamento della pompa nelle varie condizioni di funzionamento (Fig. 7).

Curva potenza assorbita-portata

La potenza assorbita dipende dalle caratteristiche di lavoro, portata e prevalenza della pompa; è la potenza che viene assorbita all'albero della pompa.

$$P = \frac{\rho \cdot G \cdot H}{367,2 \cdot \eta}$$

Dove : P = potenza assorbita dalla pompa, kW
 ρ = massa volumica del fluido, kg/dm³
 G = portata, m³/h
 H = prevalenza, m c.a.
 η = rendimento, adimensionale

Curva rendimento-portata

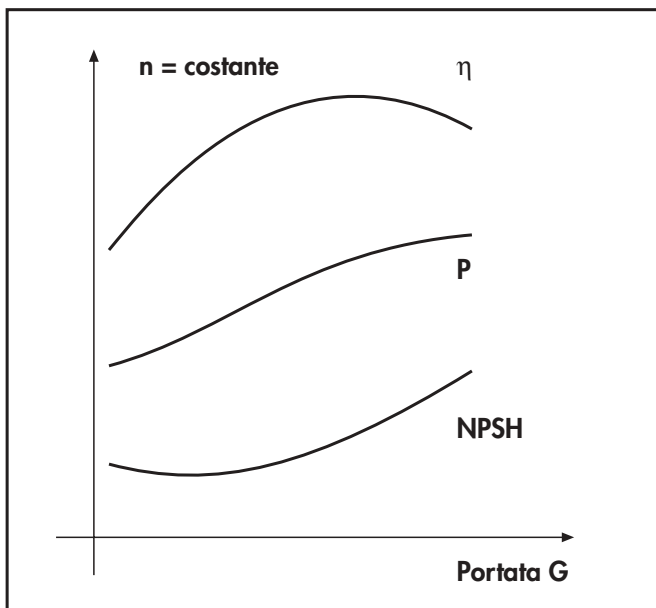
Il rendimento di una pompa è il rapporto tra la potenza ceduta al fluido in termini di portata e prevalenza e la potenza assorbita all'asse.

$$\eta = \frac{P_{RESA}}{P_{ASSORBITA}}$$

Curva NPSH-portata

I valori di NPSH (Net Positive Suction Head) rappresentano la pressione minima che deve essere garantita all'ingresso della pompa, per evitare dannosi fenomeni di cavitazione.

Fig. 7



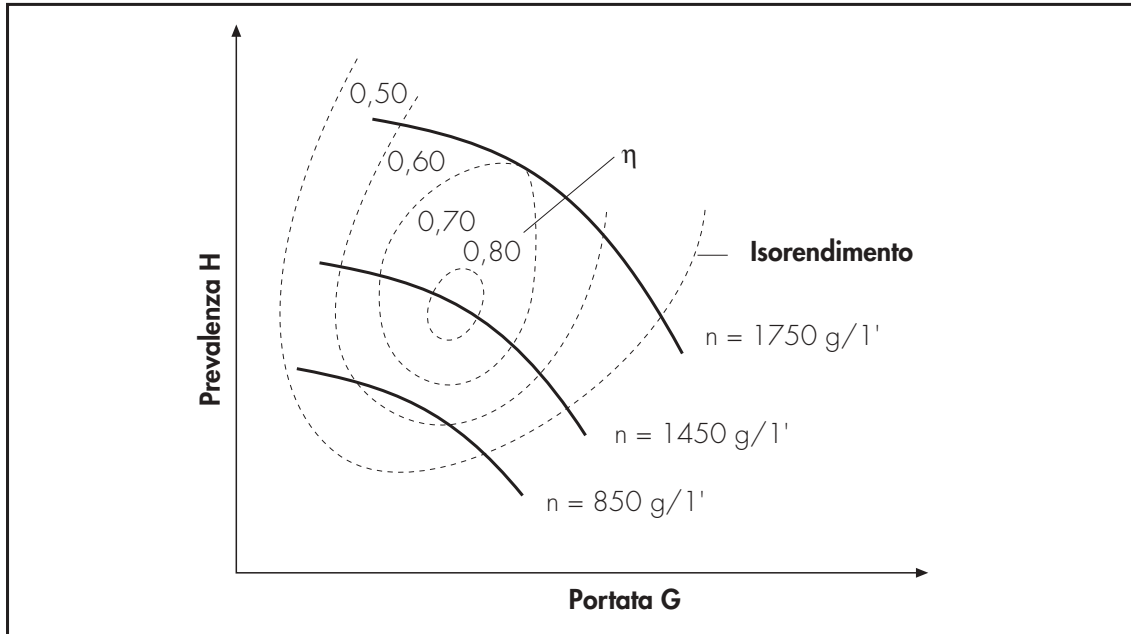
In particolare si nota che la curva della **potenza assorbita P** è **sempre crescente con la portata G**, mantenendo costante la velocità di rotazione n.

Il rendimento η, invece, presenta un massimo in corrispondenza ad una determinata portata G; esso diminuisce sempre nel caso di variazione della portata G stessa da tale valore.

Curve isorendimento

Può essere significativo riportare in uno stesso grafico le curve caratteristiche che evidenziano l'andamento del rendimento della pompa quando varia la sua velocità di rotazione, la portata e la prevalenza. Queste curve, denominate isorendimento, delimitano delle zone in cui il rendimento assume lo stesso valore (Fig. 8).

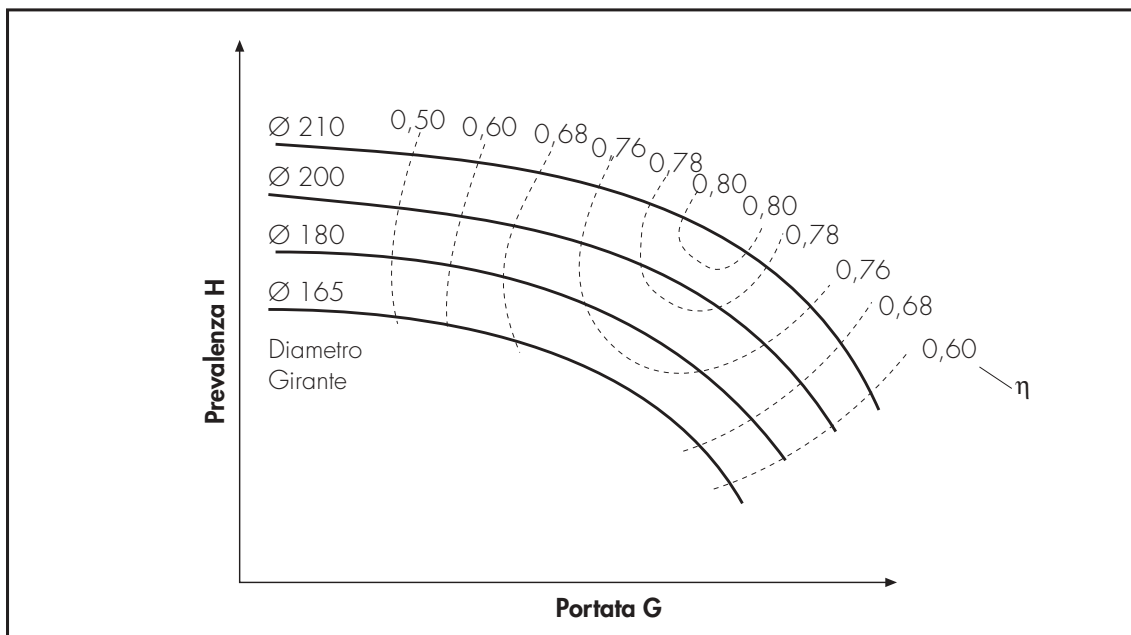
Fig. 8



Si noti quanto sia ristretto il campo in cui si ha il massimo rendimento e come lo stesso rendimento si riduca non appena ci si allontana da tale massimo valore, sia diminuendo che aumentando la portata.

In molti casi i costruttori forniscono anche le curve relative al funzionamento della pompa al variare del diametro della girante, mantenendo costante la velocità di rotazione (Fig. 9).

Fig. 9



Funzionamento pompa-circuito

Punto di funzionamento

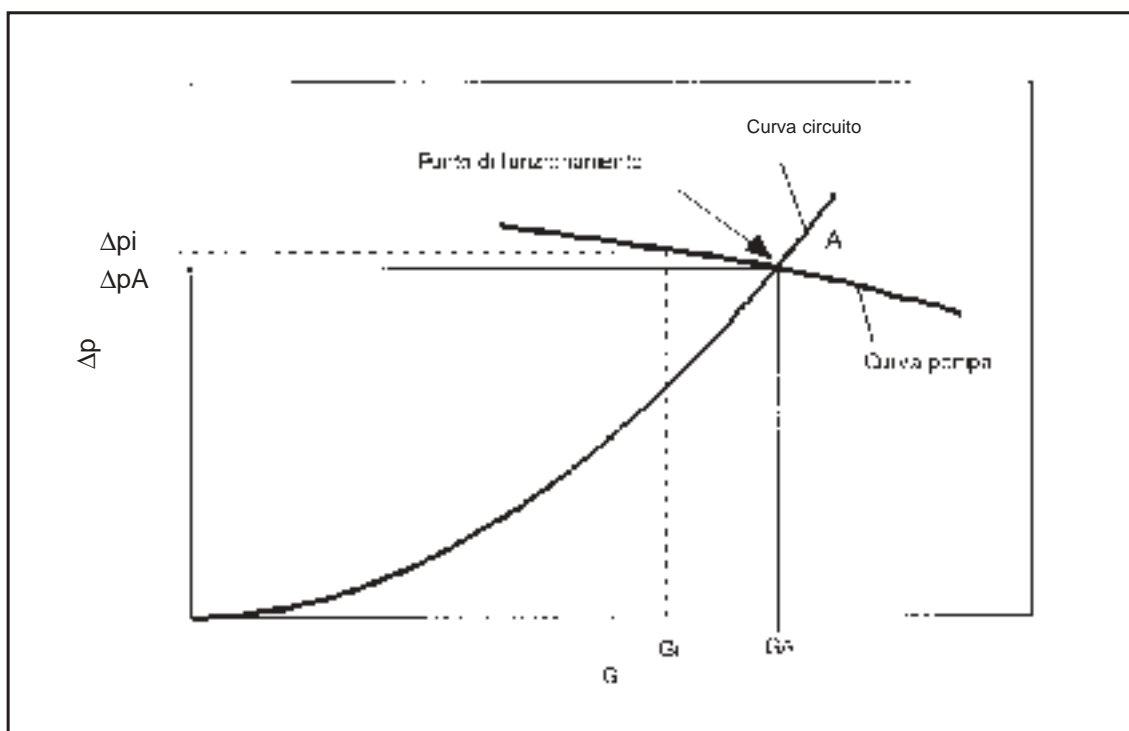
Come visto in precedenza, la pompa ha una caratteristica di funzionamento che esprime la relazione esistente tra la portata e la prevalenza.

Questa curva è stata determinata sperimentalmente dal costruttore, che variando la portata ha misurato la prevalenza corrispondente.

In pratica queste variazioni di portata si ottengono variando la resistenza sul premente della pompa.

Nel momento in cui installiamo una pompa in un circuito, possiamo considerare quest'ultimo come la resistenza sopra menzionata.

Fig. 10



Accoppiando la pompa al circuito, il loro punto di funzionamento A è quello che identifica la posizione del raggiunto equilibrio (Fig. 10). Ad esso corrispondono:

$$\Delta P_{\text{pompa}} = \Delta P_{\text{circuito}}$$

$$G_{\text{pompa}} = G_{\text{circuito}}$$

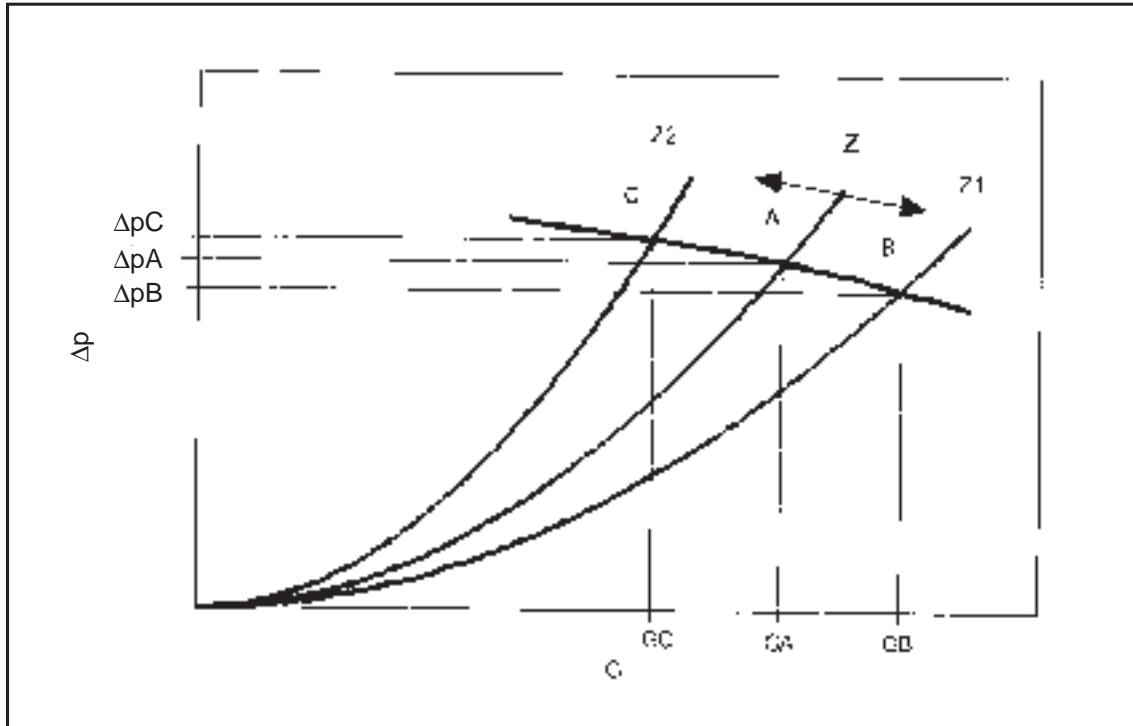
Conoscendo la caratteristica della pompa e la caratteristica del circuito, è facile, per via grafica, determinare questo punto comune all'incrocio delle due curve.

Spostamento punto di funzionamento

Nel caso in cui si vari la posizione di uno qualunque dei dispositivi di chiusura o di regolazione, la curva caratteristica del circuito si sposta in funzione del nuovo valore di Z .

Questa operazione ci conduce a determinare un nuovo punto di funzionamento (Fig. 11).

Fig. 11



Il punto di funzionamento si sposta da A a B o C e determinando le portate e le prevalenze corrispondenti:

da A a B Apertura valvole ($Z_1 < Z$)

da G_A a G_B $G_B > G_A$ $\Delta p_B < \Delta p_A$

serve una pressione differenziale disponibile più piccola per garantire la portata G_B ;

da A a C Chiusura valvole ($Z_2 > Z$)

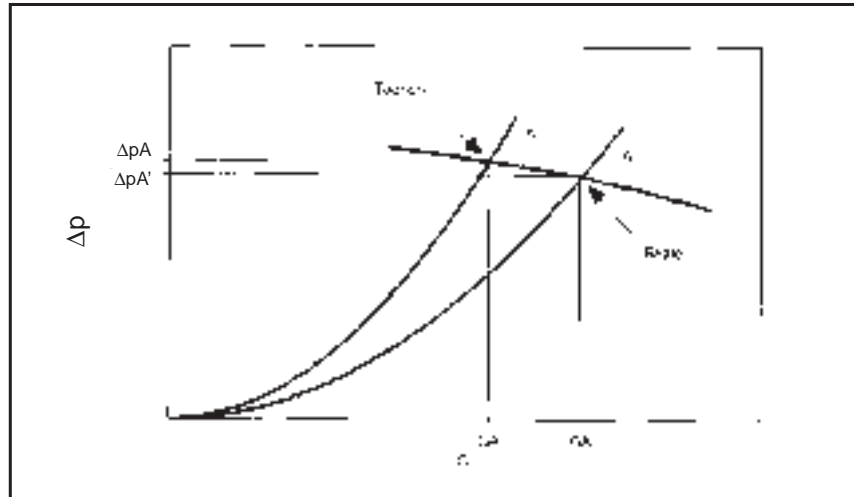
da G_A a G_C $G_C < G_A$ $\Delta p_C > \Delta p_A$

serve una pressione differenziale disponibile più elevata per garantire la portata G_C .

Punto teorico-Punto reale

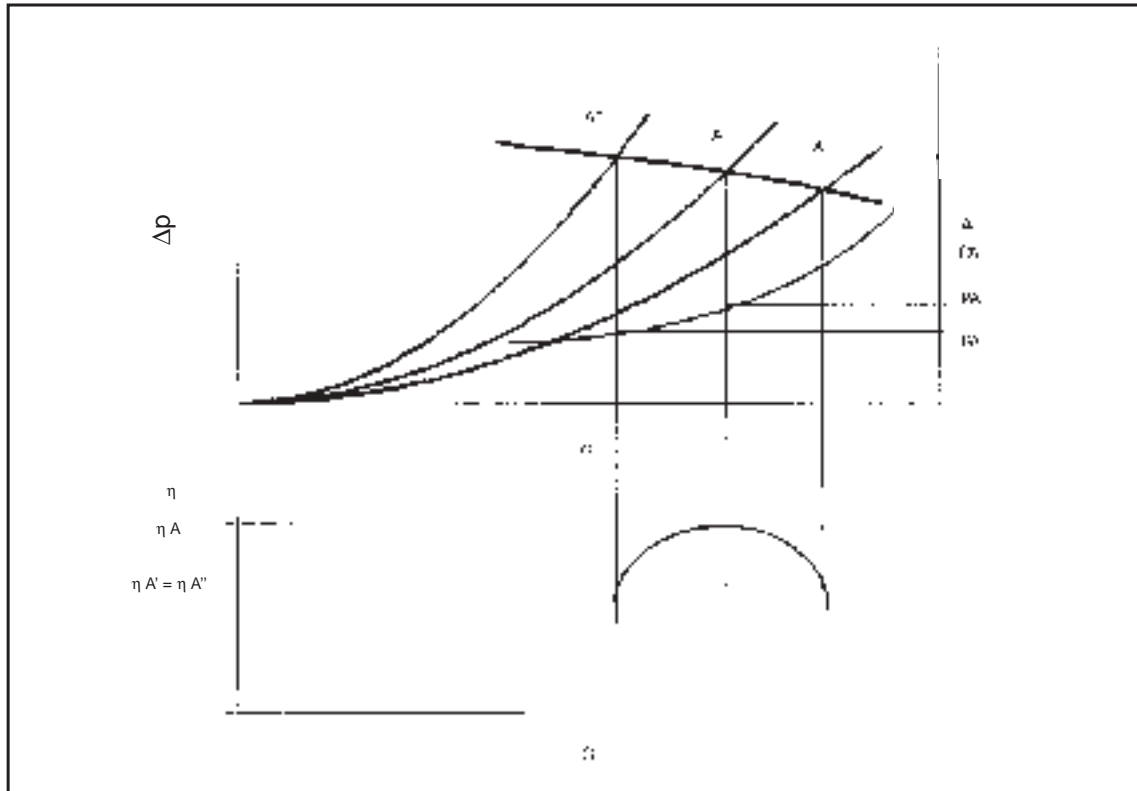
Spesso succede che durante la progettazione si considerino alcuni fattori di sicurezza per il calcolo dei Δp . Solitamente, ad impianto realizzato, la perdita di carico risulta meno elevata di quanto ipotizzato in fase progettuale, e questo ha come risultato uno spostamento verso destra del punto di funzionamento. La portata reale è quindi superiore a quella di progetto (Fig. 12).

Fig. 12



Questo non è auspicabile perchè porta la pompa a funzionare in una zona di minor rendimento e maggior consumo energetico (Fig. 13).

Fig. 13



Osservando i punti A' e A'' , si nota che $\eta_{A'} = \eta_{A''}$.

Tuttavia nel punto di funzionamento A'' la potenza assorbita, cioè il consumo, è inferiore a quella nel punto A' . $PA'' < PA'$.

Pompa a velocità variabile

Funzionamento

Essendo la zona con il miglior rendimento piuttosto limitata, in alcuni casi può essere vantaggioso far funzionare la pompa in modo tale da ridurre la velocità di rotazione quando si vuole una **contemporanea riduzione della portata e della prevalenza** a seguito di una diminuzione del carico dell'impianto.

La velocità della pompa viene ridotta elettronicamente in relazione ad un segnale proveniente da un sensore di Δp posizionato lungo il circuito. In questo caso, infatti, la pompa può fornire una prevalenza più bassa di quella data funzionando a velocità costante (Fig. 14).

La potenza assorbita è inferiore.

Fig. 14

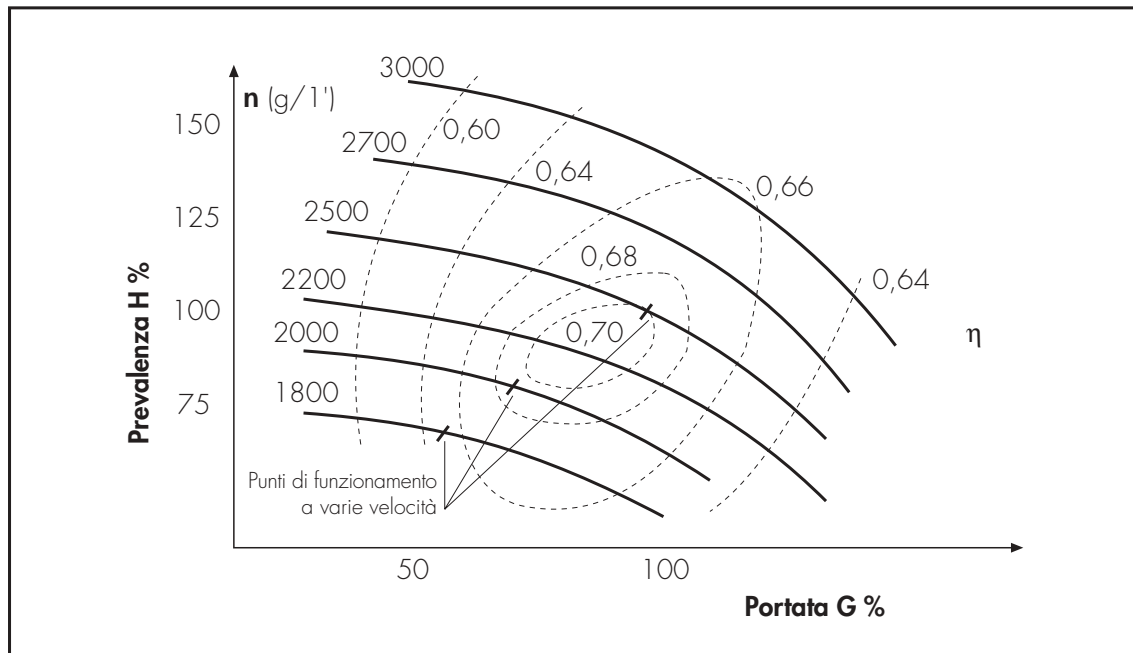
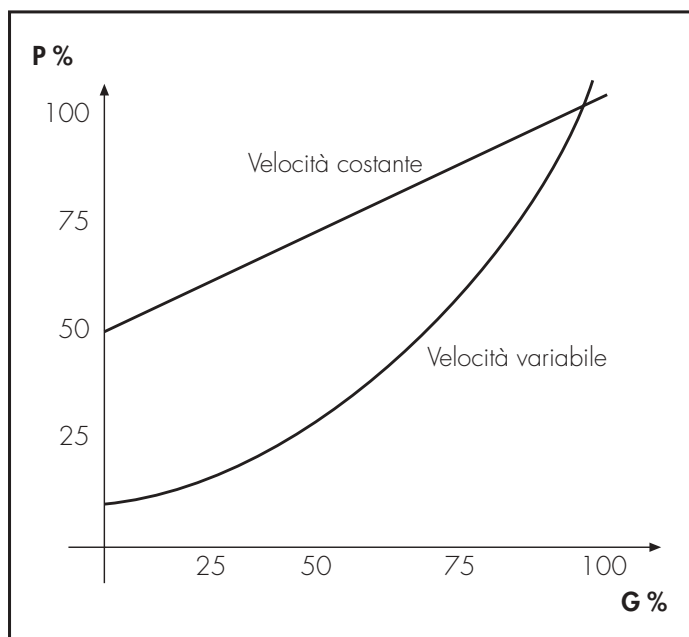


Fig. 15



Il risparmio energetico può essere visualizzato graficamente confrontando le potenze assorbite nei casi di funzionamento a velocità costante o variabile (Fig. 15).

Ad esempio:

$$G = 50\%$$

$$P_{var} = 30\%$$

$$P_{cost} = 75\%$$

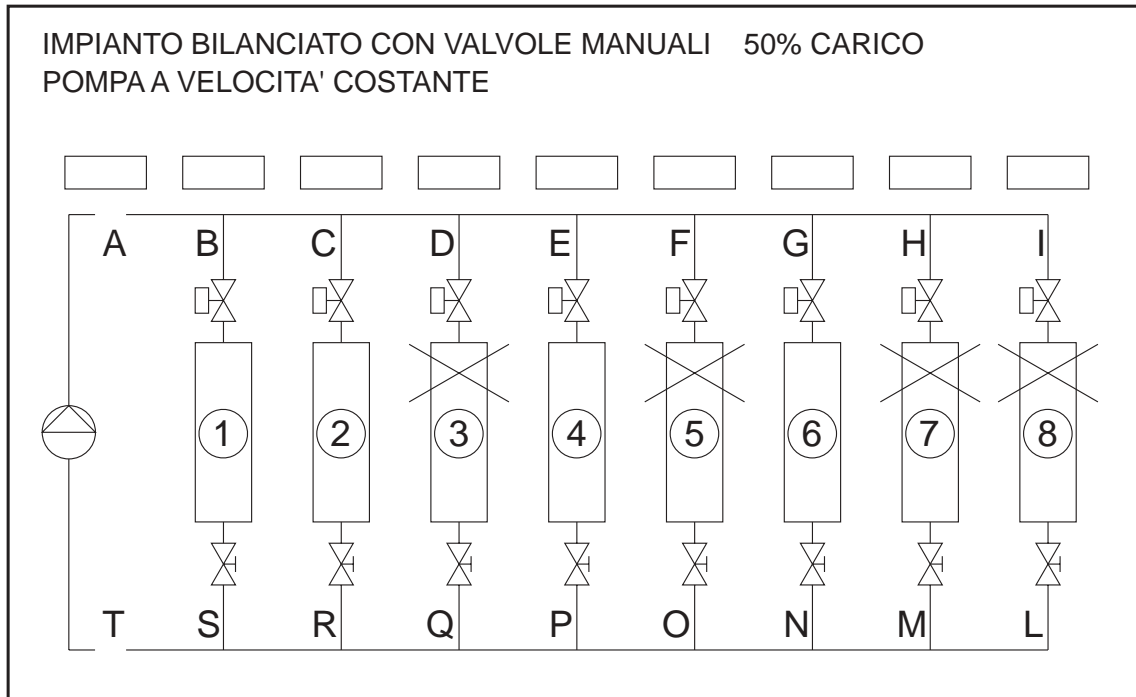
Il confronto in questo caso è fatto con il sensore di Δp di comando della pompa posizionato sul circuito più sfavorito; posizione questa che garantisce il minor costo operativo di pompaggio. [8]

Parte 2^a

Circuito bilanciato con valvole manuali a carico parziale

Per poter seguire meglio quello che succede quando si verifica una chiusura parziale dell'impianto, ipotizziamo di chiudere una parte dei terminali dell'esempio precedente.

Schema 1



Per conoscere le nuove condizioni di funzionamento, il punto comune tra la caratteristica della pompa e del circuito, bisogna conoscere il valore di Z che caratterizza la nuova situazione.

I calcoli svolti per dimensionare l'impianto permettono di ricavare i valori di Z noti i Δp e G in ogni derivato e in ogni tronco comune.

Applicando la relazione $\Delta p = Z * G^{1.9}$ si ricavano i valori di Z (Tab. 1).

(Viene in questo caso utilizzato l'esponente 1.9, determinato sperimentalmente, in quanto più rappresentativo della realtà impiantistica). [3]

Valori Z impianto

Tab. 1

DERIVATO	ΔP (mm c.a.)	G (l/h)	Z	TRONCO	ΔP (mm c.a.)	G (l/h)	Z
1	1095	330	0,017957159	AB-ST	58,5	2640	1,8454E-05
2	969	330	0,01589055	BC-RS	63	2310	2,5614E-05
3	874	330	0,014332928	CD-QR	47,5	1980	2,5883E-05
4	809	330	0,013266978	DE-PQ	32,5	1650	2,5041E-05
5	757	330	0,012414218	EF-PO	26	1320	3,0611E-05
6	647	330	0,01061303	FG-NO	55	990	0,00011186
7	514	330	0,008429205	GH-MN	66,5	660	0,00029221
8	478	330	0,007838832	HI-LM	18	330	0,00029519

Calcolo Z impianto a carico parziale

Il calcolo del coefficiente Z caratteristico della nuova situazione di funzionamento può essere effettuato mediante le regole di composizione serie e parallelo.

Le stesse regole ci hanno permesso di determinare i valori di Z relativi all'impianto non bilanciato, oltre che a quello bilanciato.

A titolo di esempio viene presentato lo svolgimento della sequenza delle operazioni di calcolo relative al caso di carico parziale.

Nei circuiti dove la portata è ridotta a 0, $Z = \infty$ (infinito).

Tab. 2

TRATTO	COMPOS.	CALCOLO	$1/Z^{0.525}$	Z·(Composto)
6				0.0106103
FG-6-ON	Serie	$Z+ZFG+ZON=0.0106103+2 \cdot 0.00011186$		0.010834
EF-OP	Serie	$Z+ZEF+ZOP=0.01083400+2 \cdot 0.00003061$		0.001089522
4	Parallelo	$1/Z^{0.525}+1/Z4^{0.525}=1/0.01089522^{0.525}+1/0.0132675^{0.525}$	20.398952	0.003202645
DE-PQ	Serie	$Z+ZDE+ZPQ=0.003202645+2 \cdot 0.00002504$		0.003252725
CD-QR	Serie	$Z+ZCD+ZQR=0.003252725+2 \cdot 0.00002588$		0.003304485
2	Parallelo	$1/Z^{0.525}+1/Z2^{0.525}=1/0.003304485^{0.525}+1/0.015891^{0.525}$	28.86468	0.00165329
BC-RS	Serie	$Z+ZBC+ZRS=0.00165329+2 \cdot 0.00002561$		0.00170451
1	Parallelo	$1/Z^{0.525}+1/Z1^{0.525}=1/0.00170451^{0.525}+1/0.017957^{0.525}$	36.657465	0.00104868
AB-TS	Serie	$Z+ZAB+ZTS=0.00104868+2 \cdot 0.00001845$		0.00108558

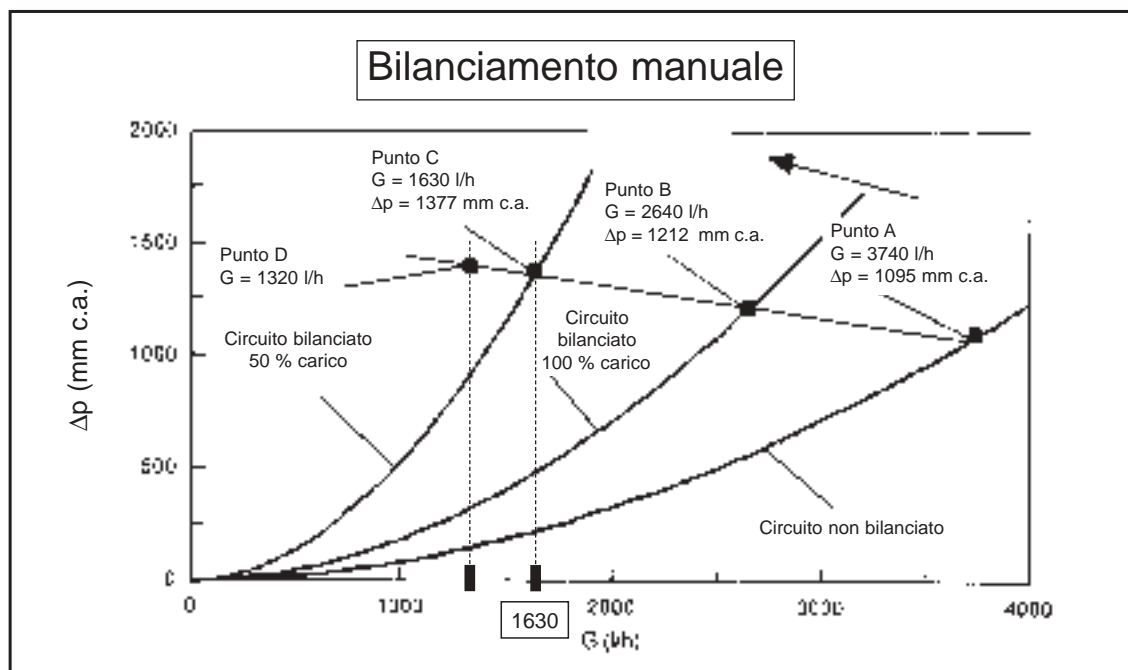
ZTOT	0.00108558
------	------------

Nuovo punto di funzionamento

Conoscendo adesso il coefficiente Z caratteristico della nuova situazione, possiamo tracciare la curva corrispondente.

Punti di funzionamento: carico totale, carico parziale.

Fig. 1



Il punto di incrocio con la curva della pompa è il nuovo punto di equilibrio C.

Si ha:

$$G = 1630 \text{ l/h}$$

$$\Delta p = 1377 \text{ mm c. a.}$$

Calcolo delle portate

Conoscendo la portata totale ed i valori di Z di ogni tratto, si possono ora calcolare le nuove portate per ogni tronco e per ogni derivato rimasto aperto.

Si percorre a ritroso il circuito e per ogni derivato si applica la formula in tab. 3.

Tab. 3

FORMULA
$G_i = G \cdot (Z/Z_i)^{0.525}$

DERIVATO	CALCOLO	G (l/h)
1	$1630 \cdot (.00104868 / .017957)^{0.525}$	367
2	$1263 \cdot (.00165329 / .015891)^{0.525}$	384
4	$879 \cdot (.003202645 / .013267)^{0.525}$	417
6	879-417	462

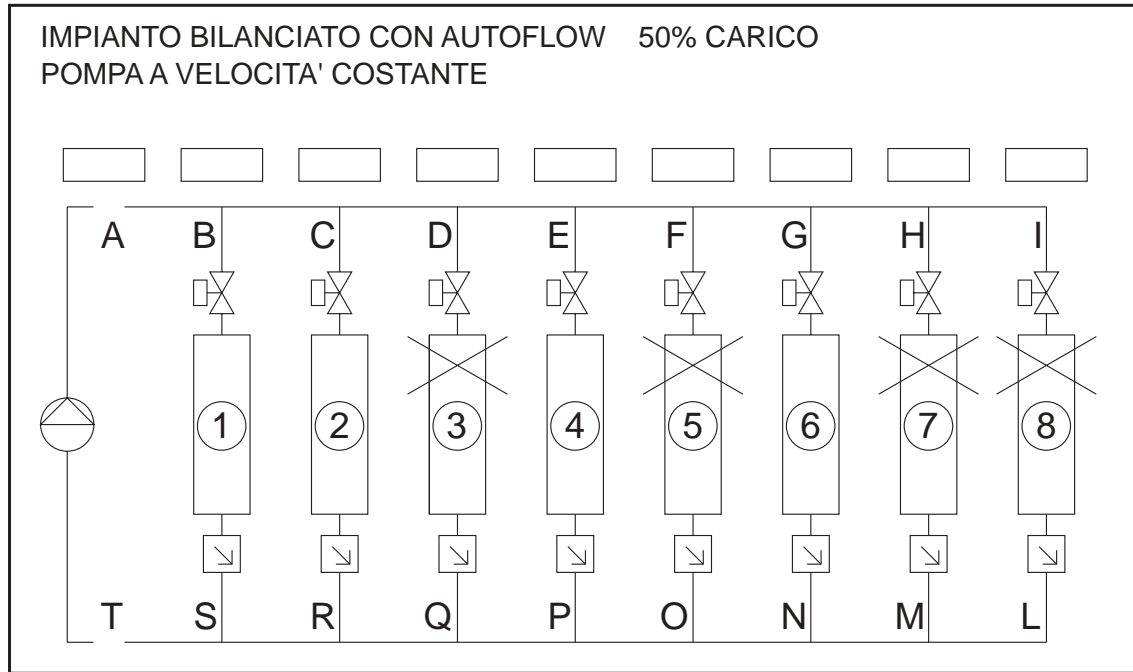
I nuovi valori di portata vengono quindi riportati sullo schema dell'impianto.

Circuito bilanciato con Autoflow a carico parziale

Vediamo ora cosa succede quando l'impianto funziona a carico parziale.

Si interviene sulle valvole di intercettazione simulando la chiusura degli stessi terminali dell'esempio svolto in precedenza.

Schema 2

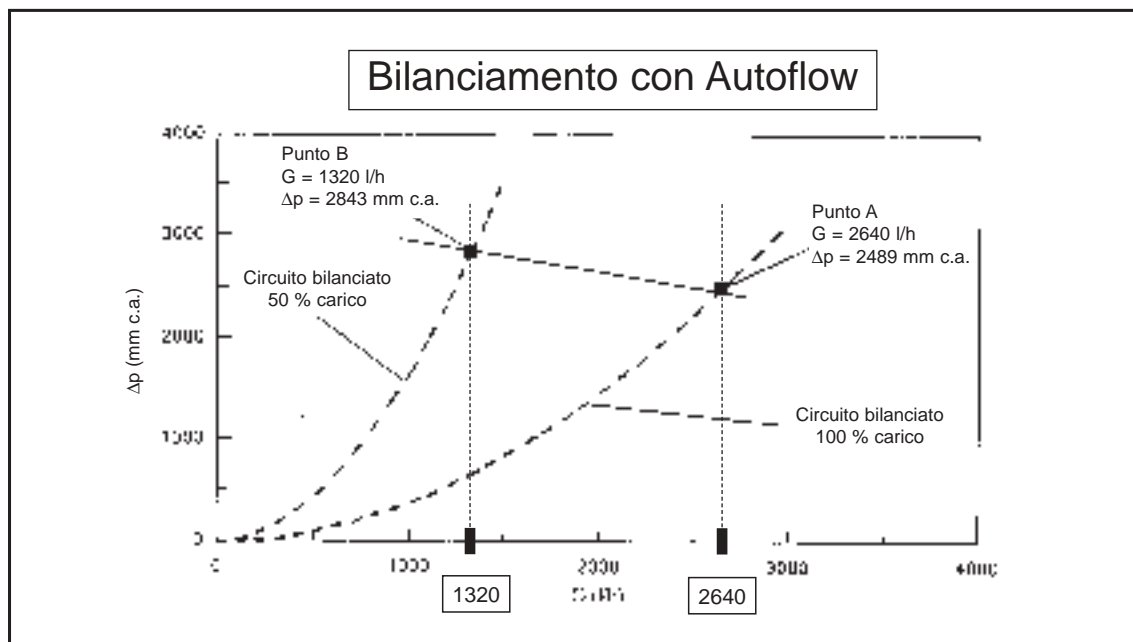


Anche in questo caso viene riportato il grafico che evidenzia i vari punti di funzionamento.

Naturalmente in questo esempio la curva caratteristica della pompa è diversa dal caso precedente in quanto sono diversi i punti di funzionamento nominali $\Delta p - G$.

Punti funzionamento circuito Autoflow: carico totale, carico parziale

Fig. 2



Svolgendo i calcoli seguenti siamo in grado di risalire alla **sovrappressione che deve essere assorbita dall'autoflow per riportare l'impianto alle condizioni nominali di progetto.**

A differenza del caso di impianto bilanciato con valvole manuali a carico parziale, la natura dinamica del regolatore non consente di fare delle considerazioni semplici sui valori di Z.

Essa permette invece di sapere esattamente il valore di portata corrispondente alla voluta parzializzazione del carico. Noto questo, si può individuare il nuovo punto di funzionamento sulla curva della pompa e risalire ai nuovi valori delle pressioni differenziali su ogni circuito derivato.

Sovrappressioni Autoflow

Tab. 4

Calcolo sovrappressioni Autoflow

$\Delta p_{AT}=2843$	
$\Delta p_1=\Delta p_{AT}\cdot 2\cdot \Delta p_{AB}=\Delta p_{AT}\cdot 2\cdot Z_{AB}\cdot G^{1.9}=2843\cdot 2\cdot 15.7=$	2811
$\Delta p_2=\Delta p_1\cdot 2\cdot \Delta p_{BC}=2811\cdot 2\cdot 12.60=$	2786
$\Delta p_4=\Delta p_2\cdot 2\cdot \Delta p_{CD}\cdot 2\cdot \Delta p_{DE}=2786\cdot 2\cdot 5.9\cdot 2\cdot 5.7=$	2763
$\Delta p_6=\Delta p_4\cdot 2\cdot \Delta p_{EF}\cdot 2\cdot \Delta p_{FG}=2763\cdot 2\cdot 1.9\cdot 2\cdot 6.8=$	2746

Δp Autoflow

Tab. 5

DERIVATO	Δp circuito (mm c.a.)	Δp derivato (mm c.a.)	Δp AF (mm c.a.)	Δp AF (100%) (mm c.a.)	Δp AF extra (mm c.a.)
1	2811	328	2483	2044	439
2	2786	328	2458	1918	540
4	2763	328	2435	1758	677
6	2746	328	2418	1608	810

I risultati ottenuti dal calcolo vengono riportati sullo schema dell'impianto.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Mario Doninelli
LE RETI DI DISTRIBUZIONE
Quaderni Caleffi n°1
- [2] Mario Doninelli
I CIRCUITI E I TERMINALI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE
Quaderni Caleffi n°2
- [3] Pierre Fridmann
EQUILIBRAGE THERMO-HYDRAULIQUE DES INSTALLATION DE CHAUFFAGE
Les Edition Parisienne Revue Chaud Froid Plomberie
- [4] MISURE, BILANCIAMENTO E COLLAUDO DEI CIRCUITI ...
CIP Corsi Istruzione Permanente AICARR
- [5] TECHNICAL ASPECTS OF BALANCING HYDRONIC SYSTEMS
Dispensa tecnica Flow Design Inc.
- [6] SYSTEM & EQUIPMENT 1992
APPLICATIONS 1995
ASHRAE Handbooks
- [7] THE PROS AND CONS OF BALANCING A VARIABLE WATER ...
ASHRAE Journal October 1990
- [8] VARIABLE SPEED/VARIABLE VOLUME
Dispensa tecnica ITT

3ª Edizione - Aprile 2003 (solo online)