

Impianti di riscaldamento

Corso di Impianti Termotecnici e Riqualificazione Energetica

Marco Manzan

Università di Trieste
Dipartimento di Ingegneria e Architettura

marzo 2023

Radiatori

Utilizzo classico per il riscaldamento, scambia calore per

- irraggiamento circa il 30 %
- per convezione circa il 70 %

La resa termica dipende dalla differenza tra la temperatura media del radiatore e l'aria ambiente

$$\Phi = c(\Delta\theta_m)^n$$

c è un coefficiente tipico del radiatore

$n = 4/3$ per convezione in regime turbolento

$\Delta\theta_m$ differenza di temperatura media tra il radiatore e l'aria:

variazione della resa con la temperatura

La differenza tra la temperatura media del radiatore e l'aria si può esprimere come:

$$\Delta\theta_a = \left[\frac{(\theta_m + \theta_r)}{2} - \theta_{aria} \right]$$

θ_m temperatura di mandata dell'impianto

θ_r temperatura di ritorno dell'impianto

secondo UNI EN 442 la resa viene calcolata in condizioni nominali con $\Delta\theta_a = \Delta\theta_n$ con $\theta_{aria} = 20^\circ$:

$$\left. \begin{array}{l} \theta_m = 85^\circ \text{C} \\ \theta_r = 75^\circ \text{C} \end{array} \right\} \implies \Delta\theta_n = 60 \text{ K}$$

$$\left. \begin{array}{l} \theta_m = 75^\circ \text{C} \\ \theta_r = 65^\circ \text{C} \end{array} \right\} \implies \Delta\theta_n = 50 \text{ K}$$

variazione della resa con la temperatura

temperatura diversa dal valore nominale

$$c = \frac{\Phi_n}{(\Delta\theta_n)^n}$$

$$\Phi(\Delta\theta_a) = c(\Delta\theta_a)^n = \Phi_n \left(\frac{\Delta\theta_a}{\Delta\theta_n} \right)^n$$

Esempio estratto da depliant commerciale FONDITAL

Blitz
SUPER B4



Modello	Profondità	Altezza	Interasse	Larghezza	Diametro connessioni	Contenuto acqua	Potenza ΔT 50K	Potenza ΔT 30K	Esponente	Coefficiente
	mm	mm	mm	mm	pollici	litri/elem.	watt/elem.	watt/elem.	n	K_m
BLITZ SUPER B4 350/100	97	407	350	80	G1	0,24	92,4	48,0	1,2818	0,6139
BLITZ SUPER B4 500/100	97	557	500	80	G1	0,27	124,0	63,7	1,3027	0,7587
BLITZ SUPER B4 600/100	97	657	600	80	G1	0,29	143,5	73,8	1,3015	0,8822
BLITZ SUPER B4 700/100	97	757	700	80	G1	0,35	162,5	82,6	1,3238	0,9155
BLITZ SUPER B4 800/100	97	857	800	80	G1	0,38	178,2	90,3	1,3301	0,9896

Pressione massima di esercizio: 1600 kpa (16 bar)

Equazione caratteristica dal modello $\Phi = K_m \Delta T^n$.

I valori di potenza termica pubblicati sono conformi alla norma europea EN 442-1:2014 e certificati dal Politecnico di Milano, Lab. M.R.T. - Notified body n. 1695.

https://www.fondital.com/it/it/blitz_super_b4



calcolo della portata d'acqua

Una volta dimensionato il radiatore si può calcolare la portata d'acqua necessaria

$$\Phi \cdot (\Delta\theta_a) = \Phi_n \cdot \left(\frac{\Delta\theta}{\Delta\theta_n} \right)^n = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta\theta_{mr}$$

con

\dot{m} portata di fluido (acqua normalmente), incognita.

c calore specifico del fluido (4,187 kJ/kgK per l'acqua)

$\Delta\theta$ salto di temperatura tra ingresso e uscita $\Delta_{mr}\theta = \theta_m - \theta_r$.



La portata necessaria al singolo terminale mi consente di dimensionare la rete di distribuzione tenendo conto di velocità consigliate

- l'entità delle perdite di carico
- la rumorosità
- la corrosione-erosione
- il trascinamento dell'aria.

velocità consigliate

Velocità (m/s) consigliate per reti ad acqua calda e refrigerata

	tubazioni principali	tubazioni secondarie	derivazioni ai corpi scaldanti
tubi in acciaio	1,5 - 2,5	0,5 - 1,5	0,2 - 0,7
tubi in rame	0,9 - 1,2	0,5 - 0,9	0,2 - 0,5
tubi in mat. plastico	1,5 - 2,5	0,5 - 1,5	0,2 - 0,7

moto laminare

- è un moto regolare
- si ha per velocità basse
- le perdite di carico sono basse
- basso scambio termico

moto turbolento

- si ha per velocità elevate
- moto caotico
- perdite di carico e scambio termico elevato

Equazione dell'energia meccanica

relazione tra pressione e velocità in un condotto

$$(p_2 - p_1) + \frac{1}{2}\rho \cdot (u_2^2 - u_1^2) + g \cdot \rho \cdot (z_2 - z_1) + \Delta p_l = 0$$

u velocità

p pressione statica

z quota geodetica

Δp_l perdita di carico

pressione totale

$$P_t = p + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2$$
$$P_{t,1} - P_{t,2} = \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \Delta p_l$$

- la differenza di pressione tra ingresso e uscita dipende sia dalle perdite che dalla quota
- la formula vale per impianti a circuito chiuso e a circuito aperto
- per gli impianti a circuito chiuso il termine geodetico sparisce
- Δp_l tiene conto delle perdite lungo il tubo e nelle discontinuità

perdite di carico distribuite

Fattore d'attrito

$$\frac{\Delta p}{L} = r = F_a \frac{1}{D} \rho \frac{v^2}{2}$$

r [Pa/m] perdita di carico per unità di lunghezza $\frac{\Delta p}{L}$

L lunghezza del condotto

D diametro del condotto

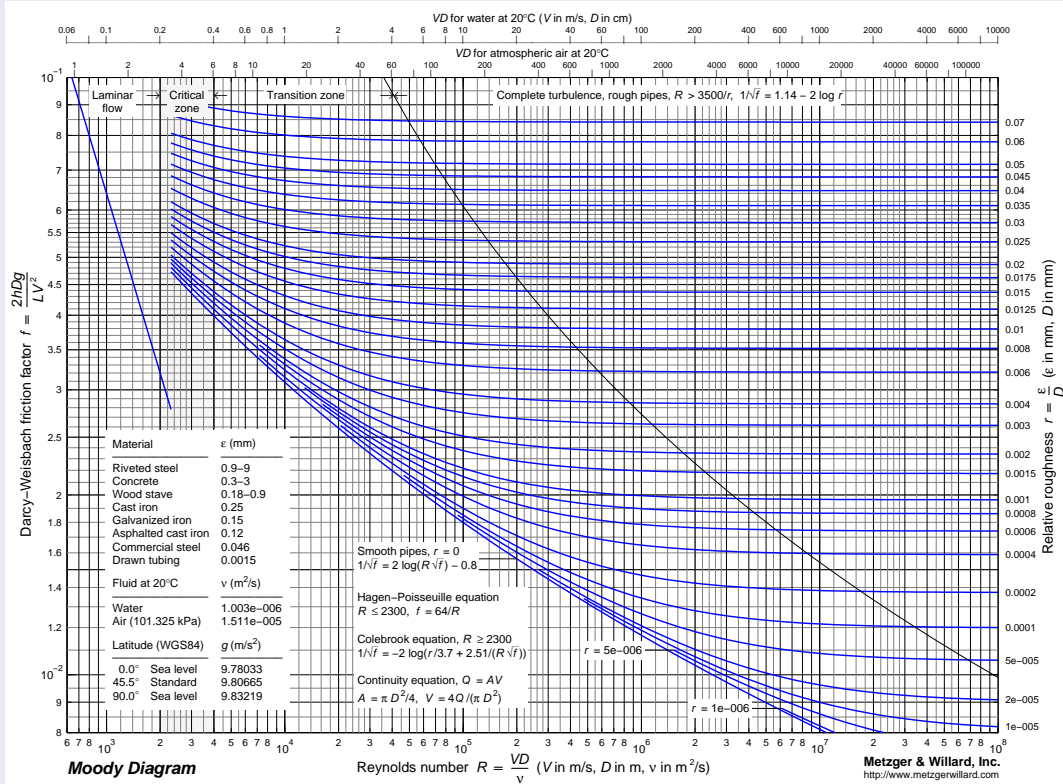
ρ densità del fluido

v velocità del fluido

F_a fattore di attrito

- le perdite di carico sono proporzionali al quadrato della velocità del fluido
- dipendono dal regime di moto, laminare o turbolento
- possono essere calcolate con diagrammi o formule

diagramma di Moody



Fattore d'attrito

Può essere ricavato per iterazione con la relazione di Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{F_a}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{F_a}} \right)$$

dove

k scabrezza del condotto

Re numero di Reynolds

- formula iterativa
- poco pratica nei calcoli
- altre formule sviluppate con minor precisione

Rugosità dei tubi

bassa rugosità

$$0.002 < k < 0.007 \text{ mm}$$

- rame
- materiale plastico

media rugosità

$$0.02 < k < 0.09 \text{ mm}$$

- acciaio
- acciaio zincato

rugosi

$$0.2 < k < 1.0 \text{ mm}$$

- acciaio incrostato
- tubi corrosi
- cemento



Formule Alternative

Swamee-Jain

$$F_a = 0.25 \cdot \left[\log \left(\frac{k/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^{-2}$$

Haaland

$$\frac{1}{F_a} = -1.8 \cdot \log \left[\left(\frac{k/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right]$$

Atsui-saal

$$f^* = 0.11 \cdot \left(\frac{k}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}$$

$$f^* > 0.018 \quad F_a = f^*$$

$$f^* < 0,018 \quad F_a = 0,85 \cdot f^* + 0,0028$$

esistono forme semplificate per il calcolo di F_a in funzione del tipo di tubi
bassa scabrezza $2\mu m < k < 7\mu m$ (Cu, PE)

$$F_a = 0,316 Re^{-0,25}$$

media scabrezza $20\mu m < k < 90\mu m$ (acciaio)

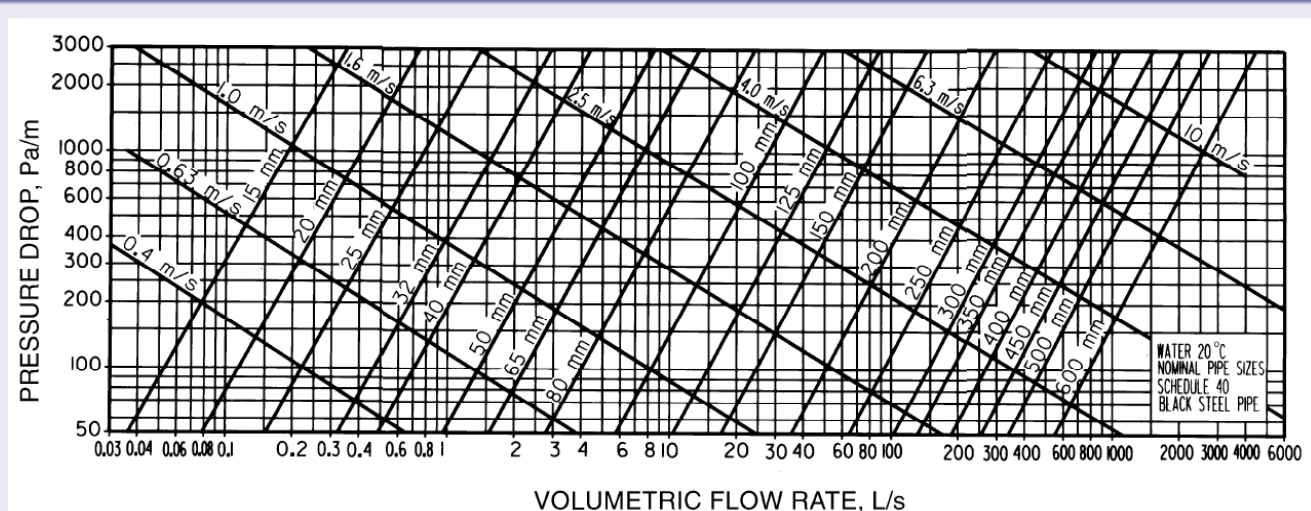
$$F_a = 0,07 Re^{-0,13} D^{-0,14}$$

alta scabrezza $0,2mm < k < 1mm$ si usa la formula di Colebrook

Diagrammi per la scelta dei tubi

fonte ASHRAE

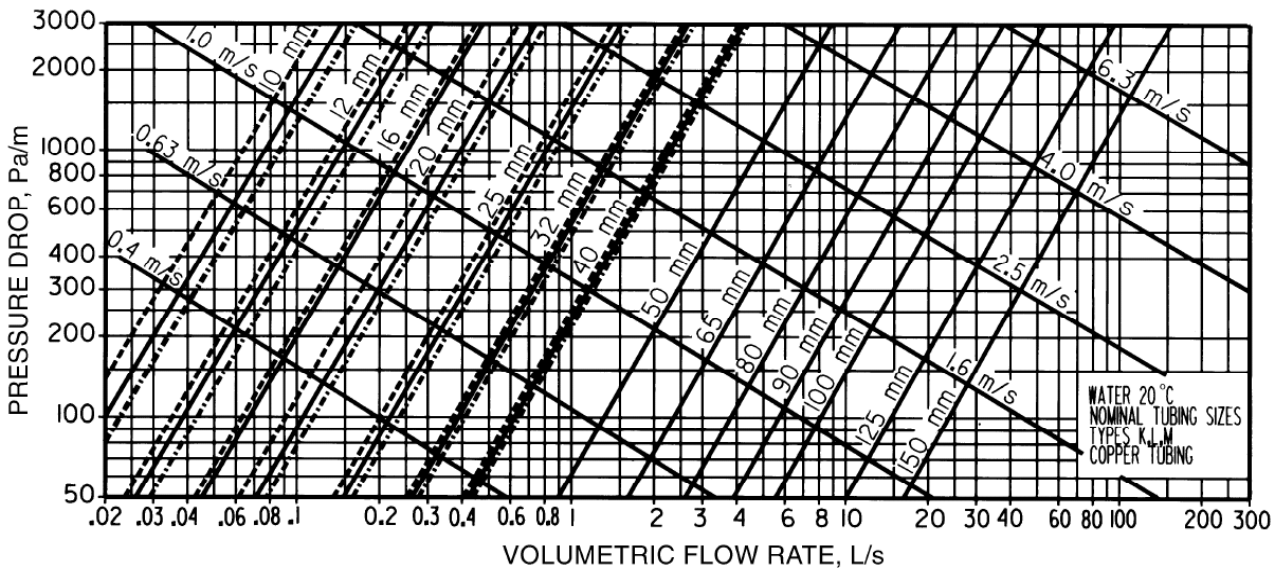
tubi in acciaio



Diagrammi per la scelta dei tubi

fonte ASHRAE

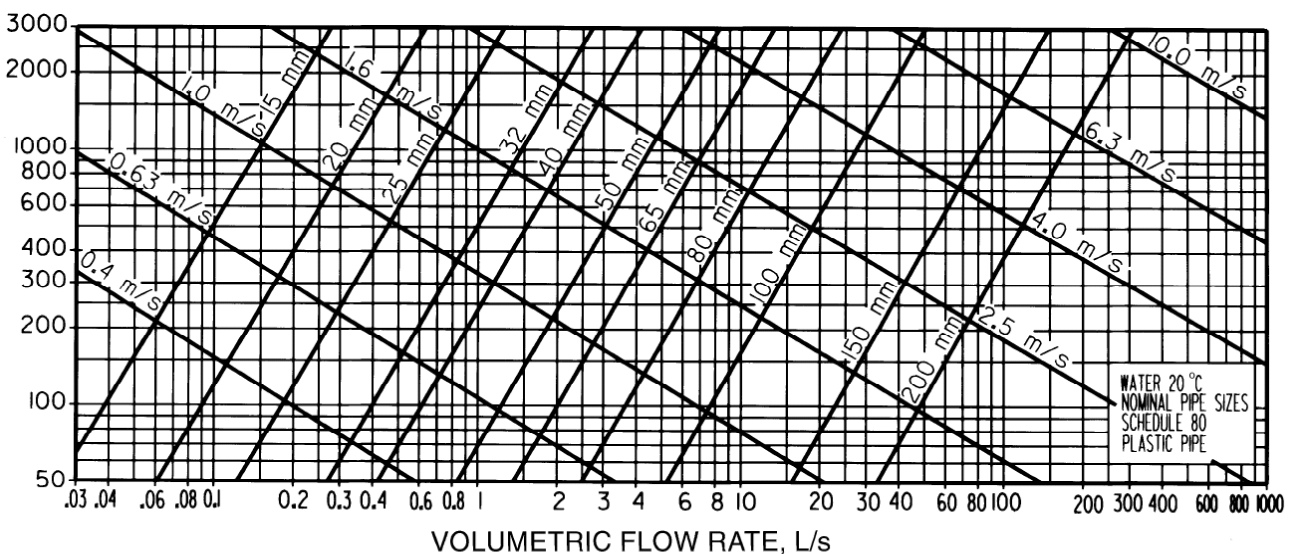
tubi in rame



Diagrammi per la scelta dei tubi

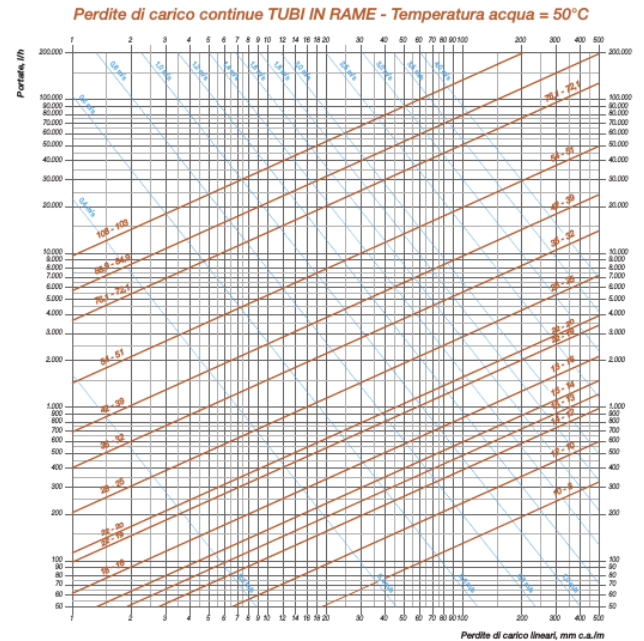
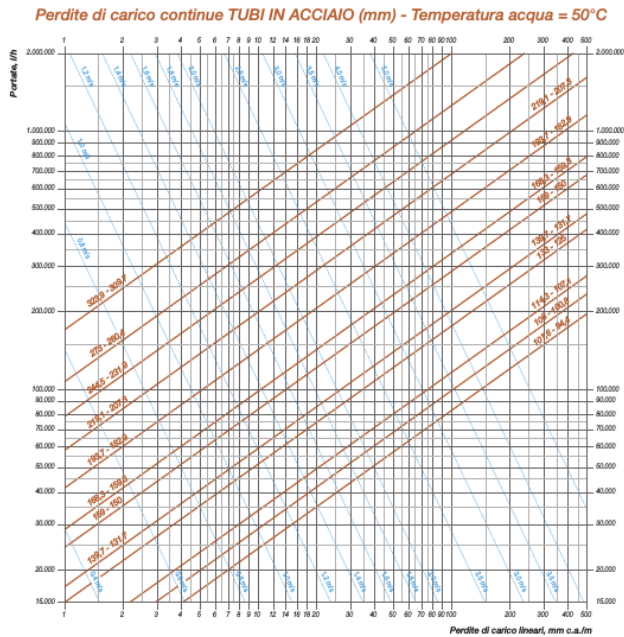
fonte ASHRAE

tubi in plastica



Diagrammi scelta dei tubi

fonte Caleffi



Calcolo delle perdite di carico localizzate

- Nei circuiti idraulici sono presenti discontinuità come curve, gomiti, valvole ecc..
- Per tener conto degli effetti concentrati si introducono le perdite di carico concentrate

Metodi di Calcolo

- metodo diretto
- metodo delle lunghezze equivalenti
- portate nominali, determinazione del k_v e k_{v001}



perdita di carico concentrata

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2}$$

ξ coefficiente di perdita localizzata

perdita di carico totale

$$\Delta z = L \cdot r + \left(\sum \xi \right) \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2}$$

Coefficienti perdita di carico localizzata quaderni caleffi

Diametro interno tubi rame, PEad, PEX		8-16 mm	18-28 mm	30-54 mm	>54 mm
Diametro esterno tubi acciaio		3/8"-1/2"	3/4"-1"	1 1/4"-2"	>2"
Tipo di resistenza localizzata	Simbolo				
Curva stretta a 90° $r/d = 1,5$		2.0	1.5	1.0	0.8
Curva normale a 90° $r/d = 2.5$		1.5	1.0	0.5	0.4
Curva larga a 90° $r/d > 3.5$		1.0	0.5	0.3	0.3
Curva stretta a U $r/d = 1.5$		2.5	2.0	1.5	1.0
Curva normale a U $r/d = 2.5$		2.0	1.5	0.8	0.5
Curva larga a U $r/d > 3.5$		1.5	0.8	0.4	0.4
Allargamento			1.0		
Restrignimento			0.5		
Diramazione semplice con T a squadra			1.0		
Confluenza semplice con T a squadra			1.0		
Diramazione doppia con T a squadra			3.0		
Confluenza doppia con T a squadra			3.0		
Diramazione semplice con angolo inclinato (45°- 60°)			0.5		
Confluenza semplice con angolo inclinato (45°- 60°)			0.5		
Diramazione con curve d'invito			2.0		
Confluenza con curve d'invito			2.0		

Diametro interno tubi rame, PEad, PEX		8-16 mm	18-28 mm	30-54 mm	>54 mm
Diametro esterno tubi acciaio		3/8"-1/2"	3/4"-1"	1 1/4"-2"	>2"
Tipo di resistenza localizzata	Simbolo				
Valvola di intercettazione diritta		10.0	8.0	7.0	6.0
Valvola di intercettazione inclinata		5.0	4.0	3.0	3.0
Saracinesca a passaggio ridotto		1.2	1.0	0.8	0.6
Saracinesca a passaggio totale		0.2	0.2	0.1	0.1
Valvola a sfera a passaggio ridotto		1.6	1.0	0.8	0.6
Valvola a sfera a passaggio totale		0.2	0.2	0.1	0.1
Valvola a farfalla		3.5	2.0	1.5	1.0
Valvola a ritegno		3.0	2.0	1.0	1.0
Valvola per corpo scaldante tipo diritto		8.5	7.0	6.0	—
Valvola per corpo scaldante tipo a squadra		4.0	4.0	3.0	—
Detentore diritto		1.5	1.5	1.0	—
Detentore a squadra		1.0	1.0	0.5	—
Valvola a quattro vie			6.0		4.0
Valvola a tre vie			10.0		8.0
Passaggio attraverso un radiatore			3.0		
Passaggio attraverso una caldaia			3.0		

lunghezza "virtuale" del tubo

$$L_{tot} = L + \sum L_E$$

L_{tot} lunghezza fittizia da usare nei calcoli

L lunghezza effettiva della tubazione

L_E lunghezze equivalenti delle diverse discontinuità

Perdita di carico totale

$$\Delta z = L_{tot} \cdot r$$

equivalenza tra i metodi

metodo diretto

$$\Delta p_c = \xi \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2$$

$$\Delta p_c = r \cdot L_E$$

$$r = \xi \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2 \cdot D}$$

$$L_E = \frac{\xi \cdot D}{F_A}$$

Coefficiente volumico di portata K_v

$$G = K_v \sqrt{\Delta p} \quad G \text{ [m}^3\text{/h]; } \Delta p \text{ [bar]}$$

portate e pressioni ridotte $K_{v0,01}$

$$G = K_{v0,01} \sqrt{\Delta p \cdot 100} \quad G \text{ [l/h]; } \Delta p \text{ [bar]}$$

K_v portata in m³/h ottenuta con $\Delta p = 1$ bar.

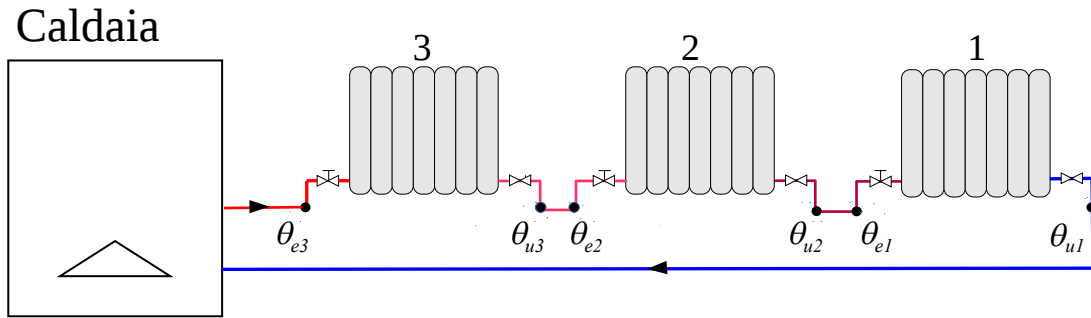
$K_{v0,01}$ portata in l/h ottenuta con $\Delta p = 0,01$ bar.

Tipologie di distribuzione:

Esistono diversi modi di collegare i terminali tra loro ed al generatore: per gli edifici ad uso civile principalmente vengono utilizzati 3 tipi di distribuzione:

- **monotubo**
- **a 2 tubi**
- **modul**, ovvero con collettore complanare.

distribuzione monotubo



Temperature

$$\Delta\theta_{a3} = (\theta_{e3} + \theta_{u3}) / 2 - \theta_{aria}$$

$$\Delta\theta_{a2} = (\theta_{e2} + \theta_{u2}) / 2 - \theta_{aria}$$

$$\Delta\theta_{a1} = (\theta_{e1} + \theta_{u1}) / 2 - \theta_{aria}$$

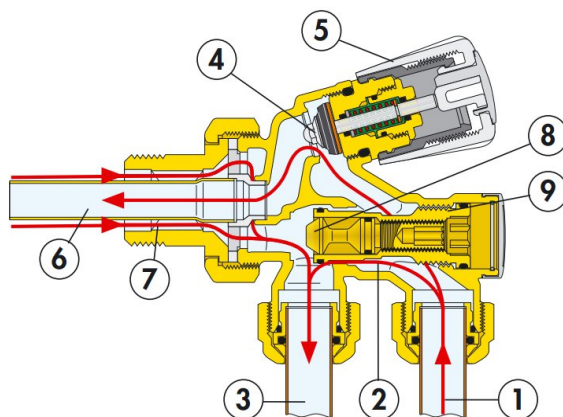
$$\Delta\theta_{a3} > \Delta\theta_{a2} > \Delta\theta_{a1}$$

distribuzione monotubo

- basso costo di installazione e di tubazioni
- se si chiude un radiatore si blocca il flusso anche agli altri, essendo posti in serie
- utilizzo valvole a quattro vie o by-pass per ogni terminale
- il salto termico avviene in tutto l'anello
- i salti termici medi tra radiatore ed aria dipende dalla posizione del terminale
- devo alzare le portate e di conseguenza le perdite di carico.

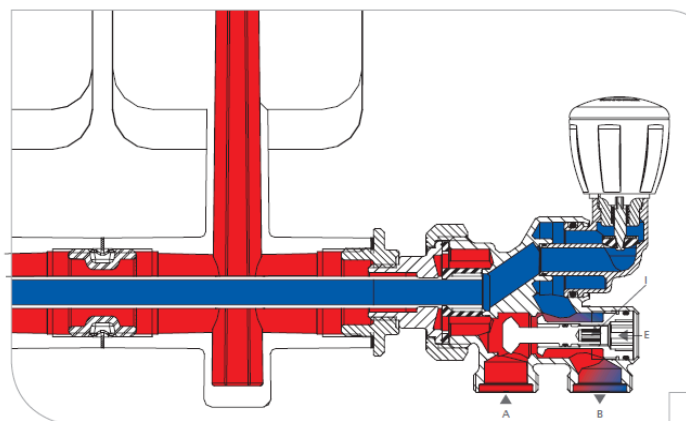
Valvola a 4 vie

- Garantisce un rapporto costante tra la portata nel corpo scaldante e quella nell'anello.
- si realizzano 2 percorsi, uno attraverso il radiatore e l'altro di by-pass.

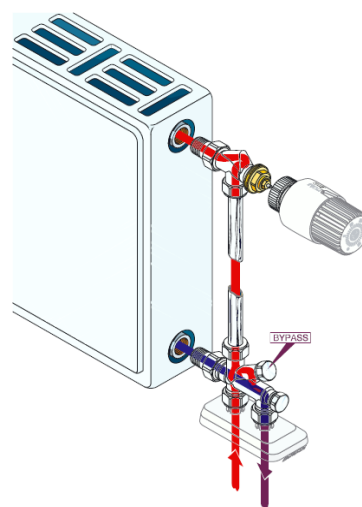


fonte Caleffi

Valvola a 4 vie



fonte Giacomini



fonte IVAR

Si analizza un anello per volta:

- 1 Si calcola la potenza Φ_A da fornire a tutto l'anello, somma delle potenze termiche Φ_T di ogni terminale.

$$\Phi_A = \sum_J \Phi_T$$

- 2 Si sceglie la $\Delta\theta_A$, salto termico nell'anello compreso tra 10 e 15 K.
- 3 Si calcola la **portata nell'anello**, G_A :

$$G_A = \frac{\Phi_A}{c \cdot \Delta\theta_A}$$

- 4 in funzione della portata si determina il diametro del tubo

perdita di carico dell'anello

Una volta dimensionato l'anello, si trova la **perdita di carico globale**:

$$\Delta p_A = r_A \cdot L_A + \sum_i \Delta p_i + \sum_j \xi_j \cdot \rho \cdot \frac{v_A^2}{2}$$

Δp_A perdita di carico globale sull'anello

r_A perdita di carico per unità di lunghezza nel tubo principale dell'anello

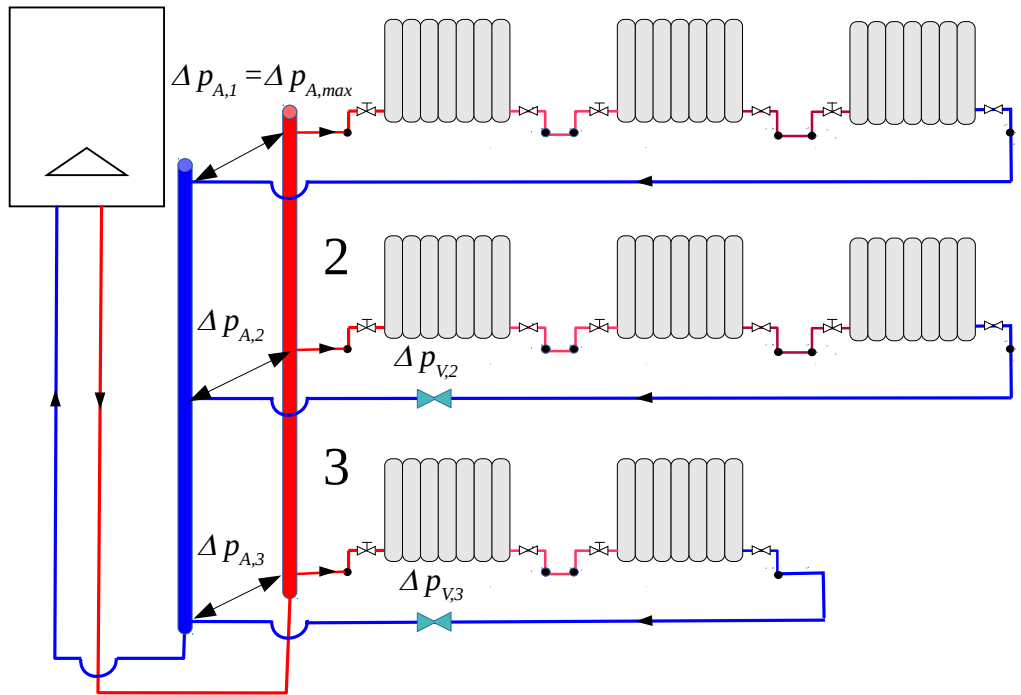
L_A Lunghezza del tubo nell'anello.

Δp_i perdita di carico sul singolo terminale

ξ_j coefficiente di perdita di carico localizzata

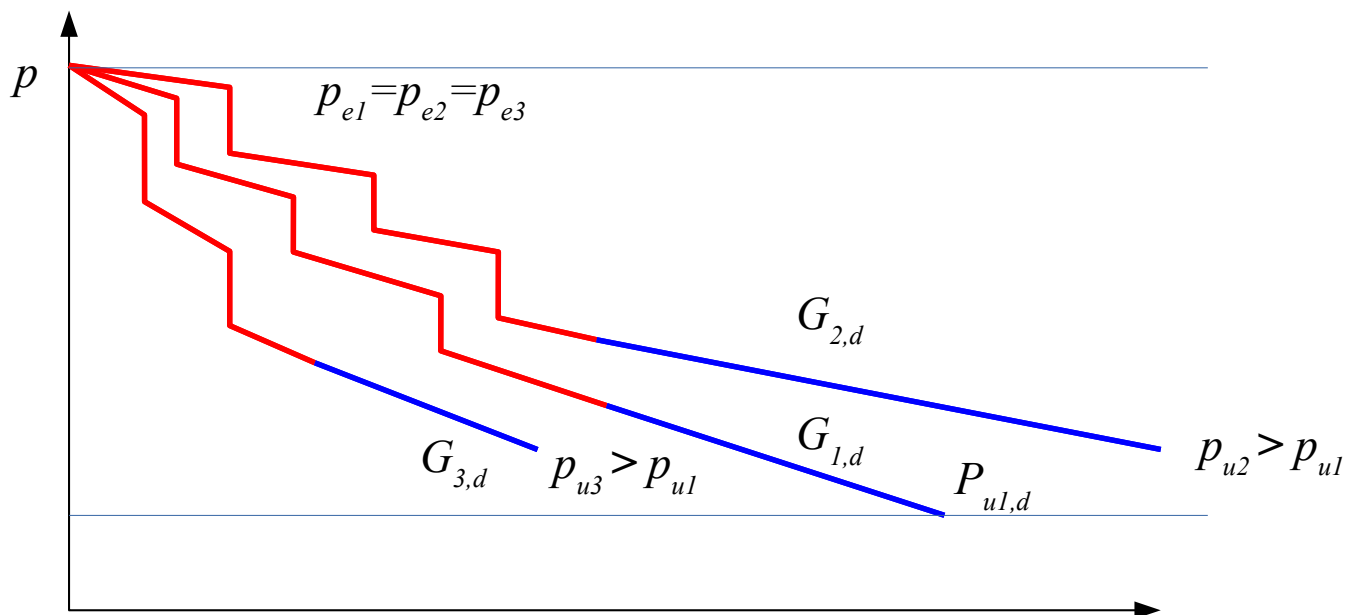
v_A velocità del fluido nel tubo

distribuzione con più circuiti



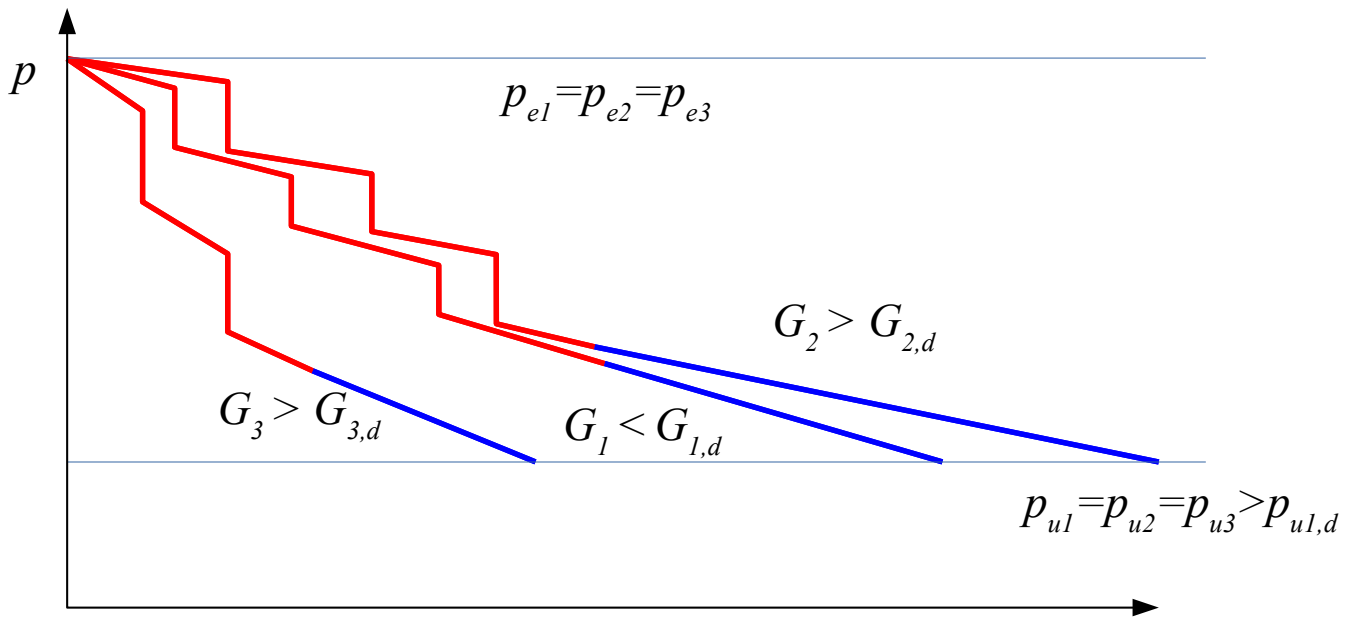
Monotubo anelli in parallelo

Andamento pressione nella situazione di progetto



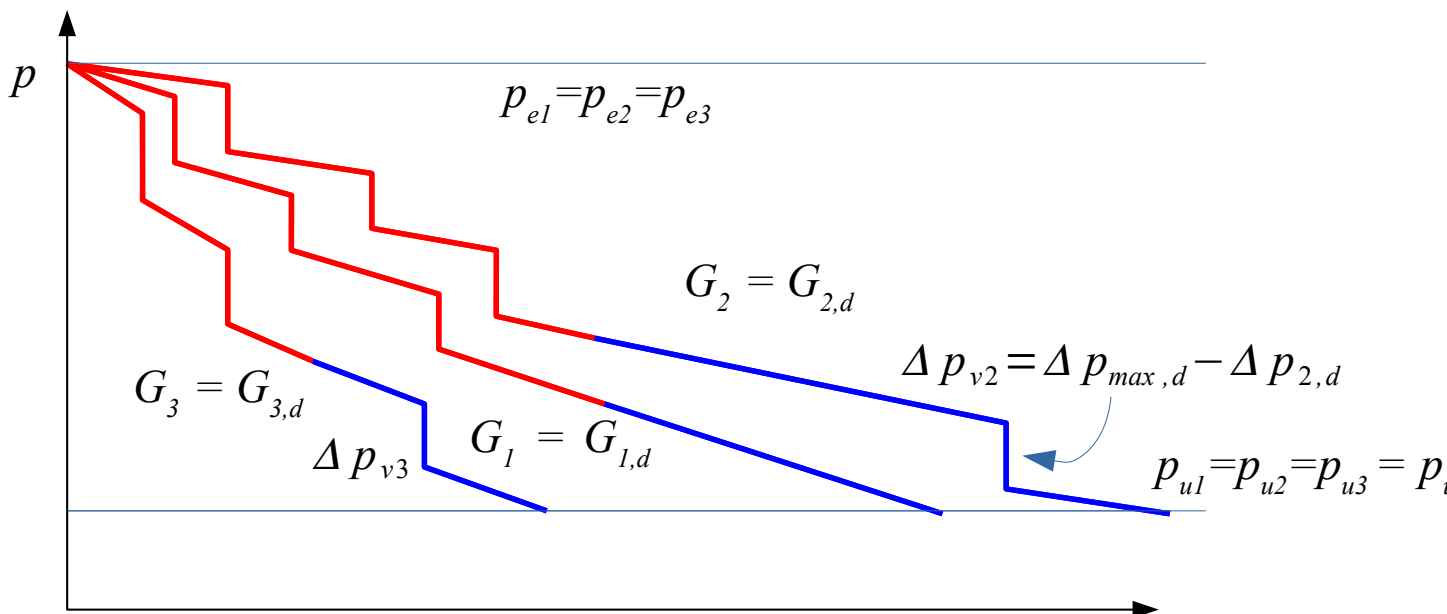
Monotubo anelli in parallelo

Andamento pressione nella situazione di progetto



Monotubo anelli in parallelo

Andamento pressione nella situazione di progetto



dimensionamento di più anelli

- In presenza di più anelli esistono perdite diverse per ogni anello:
- si deve introdurre una caduta di pressione ΔP_V negli anelli che hanno perdite minori della massima

$$\Delta p_{V,i} = \Delta p_{A,max} - \Delta p_{A,i}$$

- si determina il k_v o il k_{v001} della valvola da inserire

$$K_{V,i} = \frac{G_i}{\sqrt{\Delta P_{V,i}}}$$

- Se non si introducessero tali cadute di pressione, negli anelli con perdita minore della massima si avrebbe un aumento della portata

portata di bilanciamento

consente di determinare la variazione della portata al variare della differenza di pressione

$$r = \frac{\Delta p}{L} = F_a \frac{1}{D} \rho \frac{u^2}{2}$$

tubi di media scabrezza

$$F_a = 0,07 Re^{-0,13} D^{-0,14} \sim u^{-0,13}$$

$$\Delta p \sim u^{1,87}$$

$$G \sim u \sim \Delta p^{\frac{1}{1,87}}$$

$$G' = G \left(\frac{\Delta p'}{\Delta p} \right)^{\left(\frac{1}{1,87} \right)}$$

con perdite di carico concentrate

$$G' = G \left(\frac{\Delta p'}{\Delta p} \right)^{0,525}$$

Impianti a due tubi

ritorno diretto

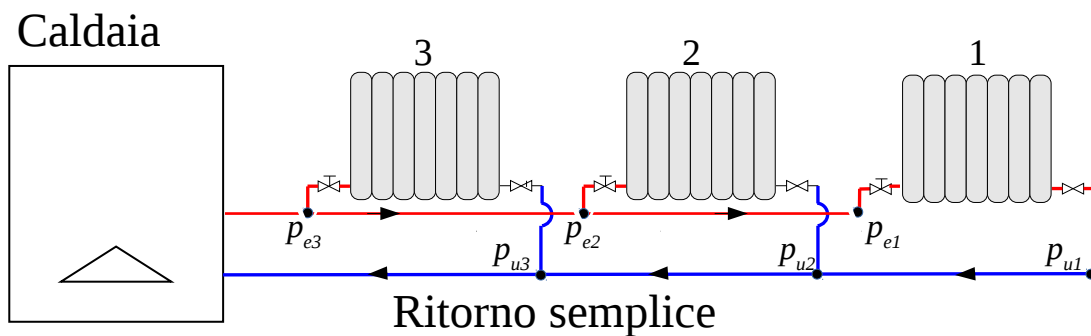
- distribuzione classica
- viene utilizzata anche assieme ad altri sistemi (e.g. colonne montanti)
- pone dei problemi per quanto riguarda il bilanciamento
- avvicinandosi al generatore la perdita disponibile aumenta
- penalizzare i circuiti più favoriti

ritorno inverso

- distribuzione classica
- viene utilizzata anche assieme ad altri sistemi (e.g. colonne montanti)
- il sistema è autobilanciato
- avvicinandosi al generatore la perdita disponibile rimane costante
- ho un tubo in più, problemi di costo e di ingombro

◀ □ ▶ ◀ □ ▶ ◀ □ ▶ ◀ □ ▶ ◀ □ ▶ ◀ □ ▶ ◀ □ ▶

distribuzione 2 tubi ritorno diretto



Perdita di carico disponibile

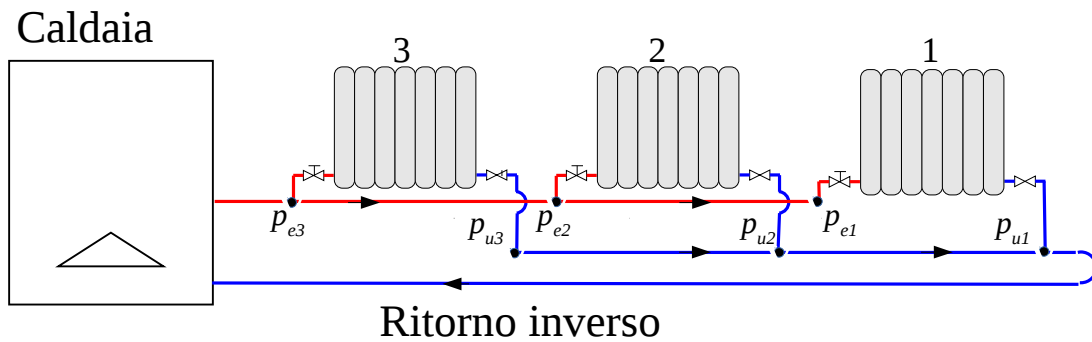
$$p_{e3} > p_{e2} > p_{e1}$$

$$p_{u3} < p_{u2} < p_{u1}$$

$$\Delta p_3 = (p_{e3} - p_{u3}) > \Delta p_2 = (p_{e2} - p_{u2}) > \Delta p_1 = (p_{e1} - p_{u1})$$

◀ □ ▶ ◀ □ ▶ ◀ □ ▶ ◀ □ ▶ ◀ □ ▶ ◀ □ ▶ ◀ □ ▶

distribuzione 2 tubi ritorno inverso



Perdita di carico disponibile

$$p_{e3} > p_{e2} > p_{e1}$$

$$p_{u3} > p_{u2} > p_{u1}$$

$$\Delta p_3 = (p_{e3} - p_{u3}) \simeq \Delta p_2 = (p_{e2} - p_{u2}) \simeq \Delta p_1 = (p_{e1} - p_{u1})$$



due tubi ritorno diretto

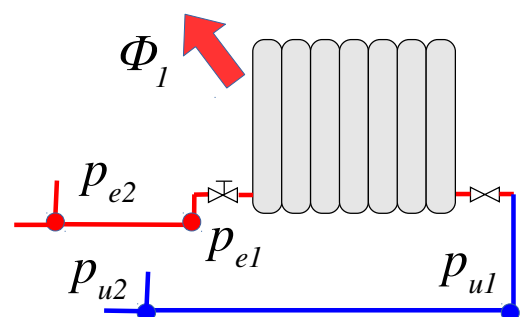
dimensionamento e bilanciamento

primo terminale

- 1 si determina portata necessaria e diametro dei tubi
- 2 si dimensiona il terminale determinando la differenza di pressione di progetto $\Delta p_{1,d}$

$$G_1 = \frac{\Phi_1}{c_l \cdot (\theta_{e1} - \theta_{u1})}$$

$$\Delta p_1 = r_1 \cdot L_1 + \sum_j \xi_{1,j} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_1^2$$



due tubi ritorno diretto

dimensionamento e bilanciamento

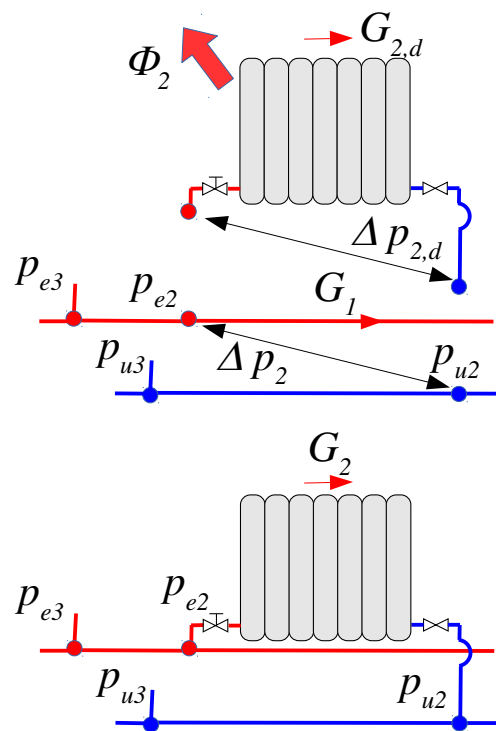
secondo terminale

- 1 si determina la differenza di pressione disponibile
- 2 si dimensiona il terminale determinando la differenza di pressione di progetto $\Delta p_{2,d}$
- 3 si bilancia alla Δp disponibile
- 4 se la nuova portata è eccessiva si aggiunge una perdita di carico $\Delta p_{v,2}$

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 + r_{21} \cdot L_{21} + \sum_j \xi_{21,j} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_{21}^2$$

$$G_2 = G_{d,2} \cdot \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_{d,2}} \right)^{0.525}$$

$$\Delta p_{v,2} = \Delta p_2 - \Delta p_{2,d}$$



due tubi ritorno diretto

dimensionamento e bilanciamento

terzo terminale

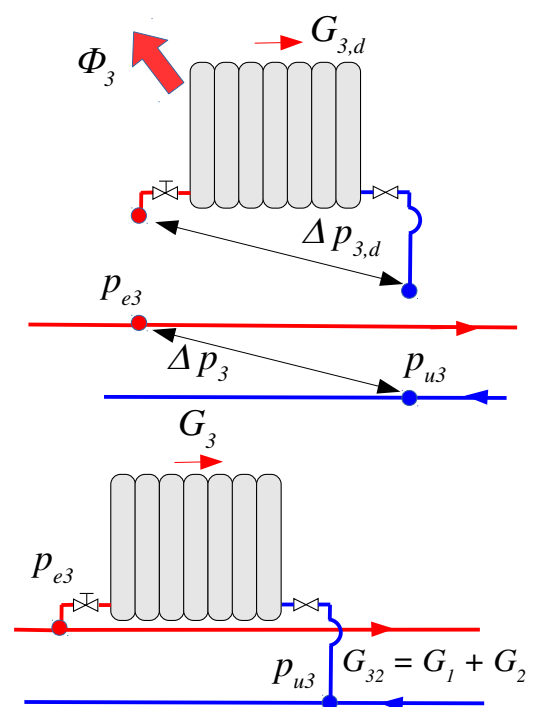
- 1 si determina la portata come somma delle portate
- 2 si dimensiona il condotto con le nuove portate calcolando la nuova Δp_3
- 3 si dimensiona il terminale determinando la differenza di pressione di progetto $\Delta p_{3,d}$
- 4 si bilancia alla Δp_3 disponibile
- 5 se la nuova portata è eccessiva si aggiunge una perdita di carico $\Delta p_{v,3}$

$$G_{32} = G_1 + G_2$$

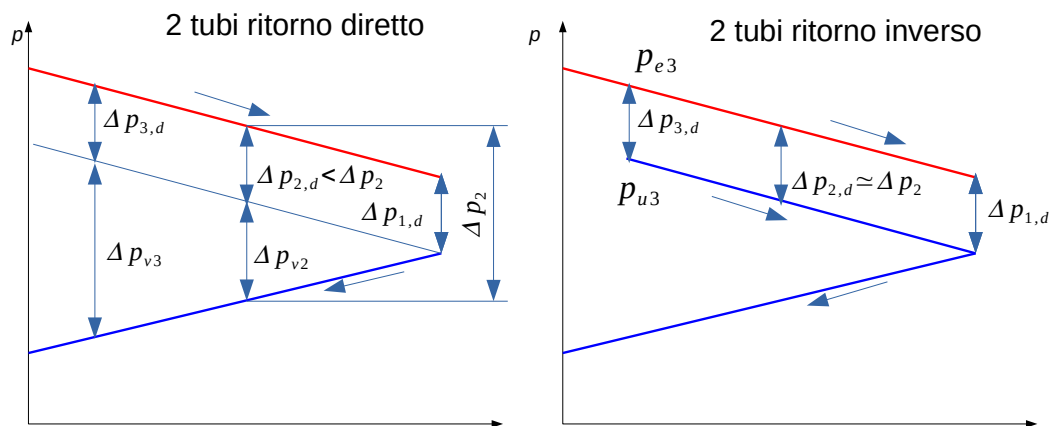
$$\Delta p_3 = \Delta p_2 + r_{32} \cdot L_{32} + \sum_j \xi_{32,j} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_{32}^2$$

$$G_3 = G_{d,3} \cdot \left(\frac{\Delta p_3}{\Delta p_{d,3}} \right)^{0.525}$$

$$\Delta p_{v,3} = \Delta p_3 - \Delta p_{3,d}$$



2 tubi andamento pressioni

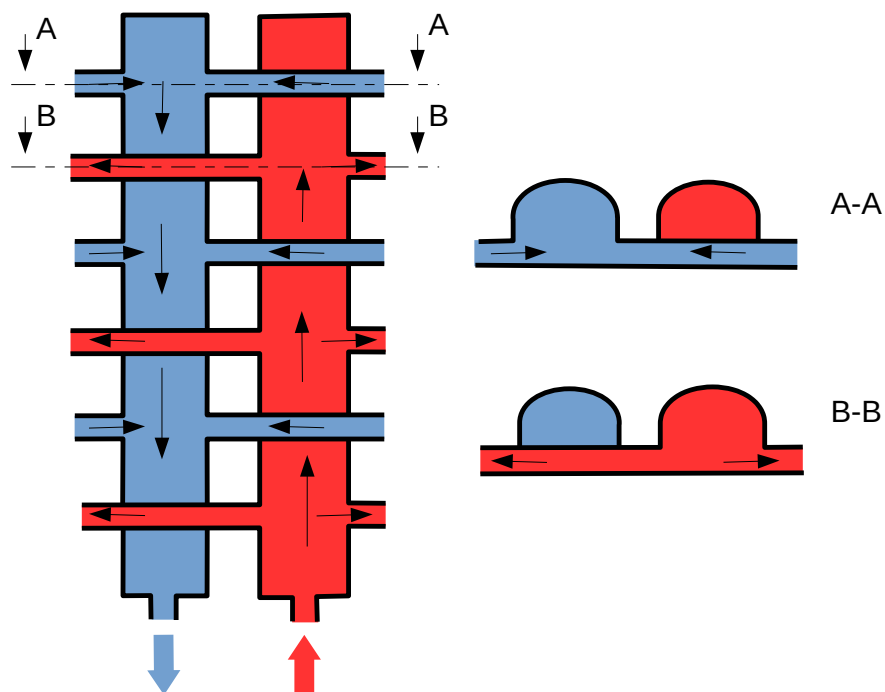


Distribuzione MODUL, o a collettore planare

Caratteristiche

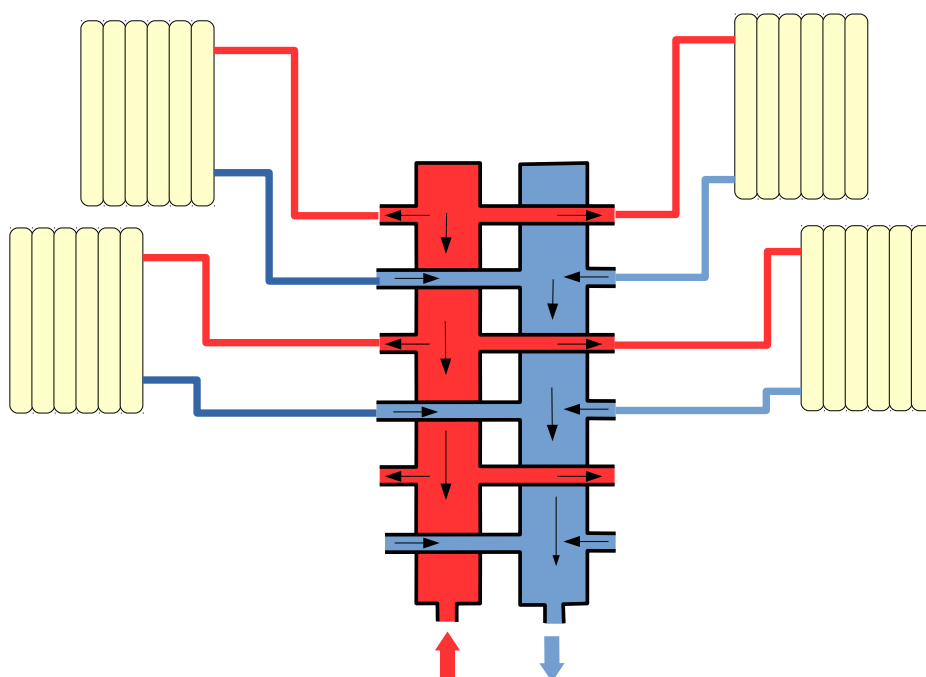
- va molto bene per gli impianti nuovi in edifici di nuova costruzione
- si collegano in parallelo i terminali
- il dimensionamento avviene in modo analogo ai due tubi
- ogni terminale ha una lunghezza equivalente
- il sistema deve essere bilanciato idraulicamente

collettore Complanare



Collettore Complanare

Impianto

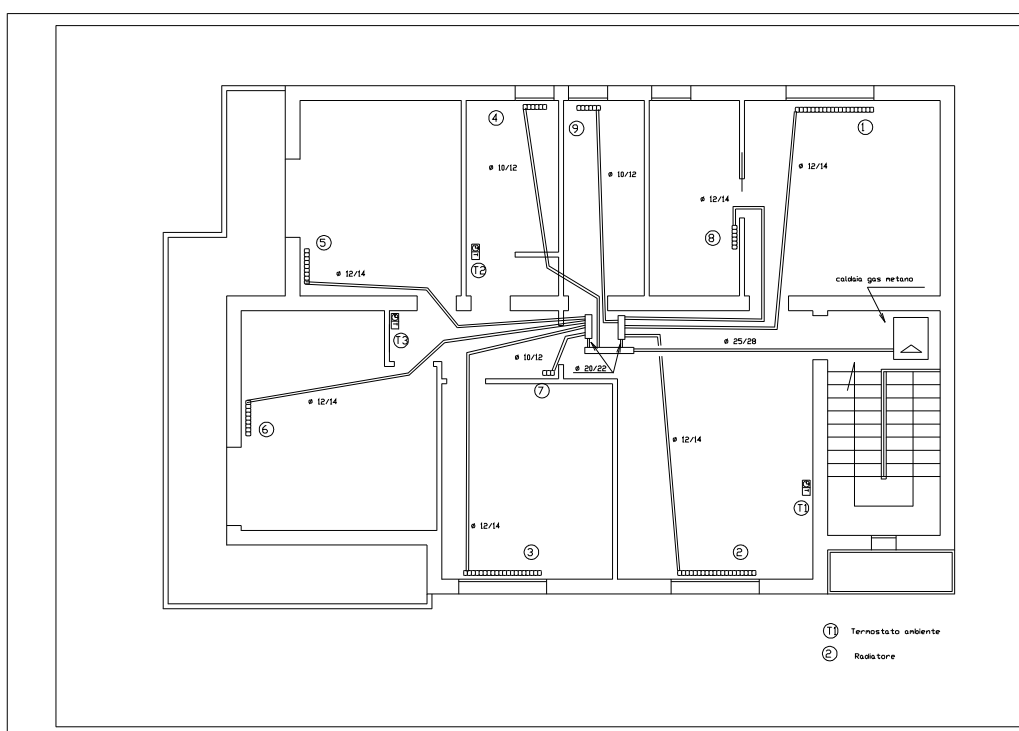


Collettore Complanare

esempio



Distribuzione MODUL, o a collettore complanare



dimensionamento a diametro imposto

- il diametro delle derivazioni viene imposto
- tutte le diramazioni devono essere bilanciate
- posso avere diverse portate con diversi salti termici
- dimensiono i corpi scaldanti in funzione del salto termico medio

dimensionamento a diametro e salto termico imposto

- il diametro delle derivazioni viene imposto
- tutte le diramazioni devono essere bilanciate
- determino una perdita di carico da aggiungere al circuito
- potrei ottenere lo stesso effetto diversificando i diametri

Dimensionamento a diametro imposto

quaderni caleffi

procedura

- 1 impongo una differenza di pressione al collettore e i diametri delle tubazioni
- 2 determino la perdita di carico per unità di lunghezza r
- 3 determino velocità e portata corrispondente al diametro selezionato
- 4 calcolo le perdite di carico concentrate e la perdita totale di ciascun circuito
- 5 bilancio i circuiti, ottengo una portata di seconda approssimazione
- 6 dimensiono il collettore determinando le perdite di carico
- 7 bilancio collettore e circuiti ottenendo la portata di terza approssimazione
- 8 determino i salti termici per ogni terminale

Dimensionamento diametro imposto

procedura

- 1 $\Delta p_{coll} = 10000 \text{ Pa}$
- 2 $r_j = \frac{0.4 \cdot \Delta p_{coll}}{L_j}$
- 3 da formule o diagrammi $r_j, d_j \Rightarrow u_j, G'_j$
- 4 $\Delta p_j = r_j \cdot L_j + \sum_k \xi_k \cdot \rho \cdot u_j^2 / 2$
- 5 $G''_j = G'_j \cdot \left(\frac{\Delta p_j}{0.9 \cdot \Delta p_{coll}} \right)^{0.525}$
- 6 $G_{coll} = \sum G_j \Rightarrow \Delta p'_{coll} = 0.9 \cdot \Delta p_{coll} + \Delta p_c$
- 7 $G'''_j = G''_j \cdot \left(\frac{\Delta p_{coll,d}}{\Delta p'_{coll}} \right)^{0.525}$
- 8 $(\theta_m - \theta_{r,j}) = \frac{\Phi_j}{\rho \cdot G'''_j \cdot c}$

Dimensionamento a diametro e salto termico imposto

procedura

- 1 Dal flusso per ogni terminale richiesto determino la portata per ogni circuito
- 2 definendo il diametro individuo la velocità per ogni circuito u_j
- 3 determino la perdita di carico totale per ogni circuito escluso valvole di prerregolazione
- 4 se utilizzo valvole di prerregolazione per il circuito più sfavorito aggiungo il valore di apertura massima
- 5 calcolo per tutti gli altri circuiti la perdita di carico da dare alla valvola di prerregolazione
- 6 trovo la posizione della perdita di carico da dare alla valvola di prerregolazione

procedura

- 1 $G_j = \frac{\Phi_j}{c_w \cdot \Delta\theta\rho}$ portata di progetto
- 2 $u_j = \frac{G_j \cdot 4}{d_j^2 \cdot \pi}$ velocità nei tubi
- 3 $\Delta p_{c,j} = r_j \cdot L_j + \sum_k \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_j^2$ perdita di carico nel circuito senza valvola
- 4 $\Delta p_{tot,max} = \Delta p_{c,max} + \Delta p_V$ perdita del circuito più sfavorito
- 5 $\Delta p_{V,j} = \Delta p_{tot,max} - \Delta p_{c,j}$ perdita da dare alle singole valvole
- 6 $k_{v,j} = \frac{G_j}{\sqrt{\Delta p_{V,j}}}$ oppure da diagramma entrando con portata e $\Delta p_{V,j}$

Valvole e Detentori

- I radiatori sono dotati di valvole di regolazione e di detentori
- i detentori possono essere utilizzati per bilanciare gli impianti
- Le valvole possono essere a comando manuale o termostatico

comando manuale

- a seconda della posizione forniscono una perdita di carico
- servono ad “aprire” o “chiudere” un terminale, impossibile regolare la temperatura

comando termostatico

- l'apertura della valvola è regolata dalla temperatura dell'ambiente
- man mano che mi avvicino alla temperatura desiderata la valvola chiude
- possono introdurre sbilanciamento negli impianti

Valvola termostatica

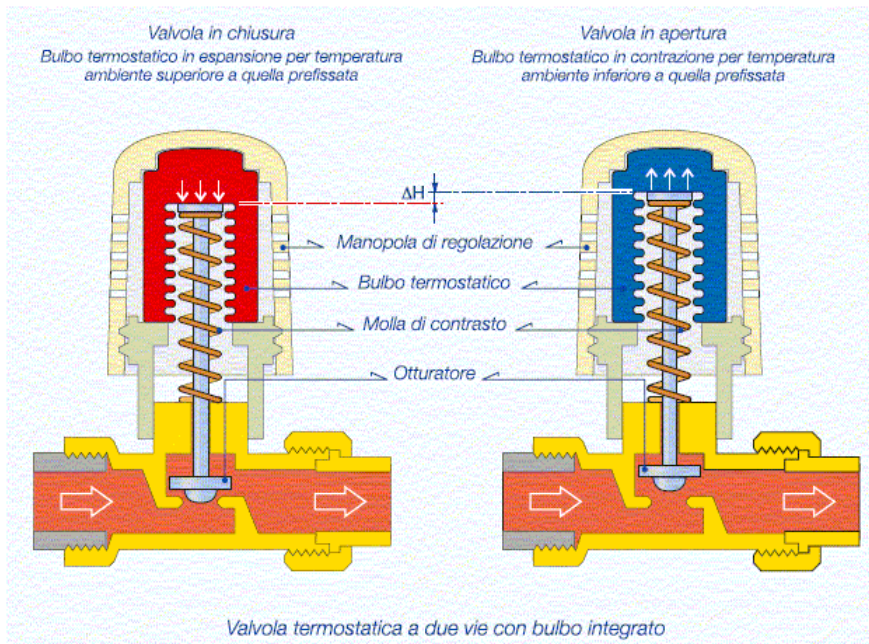
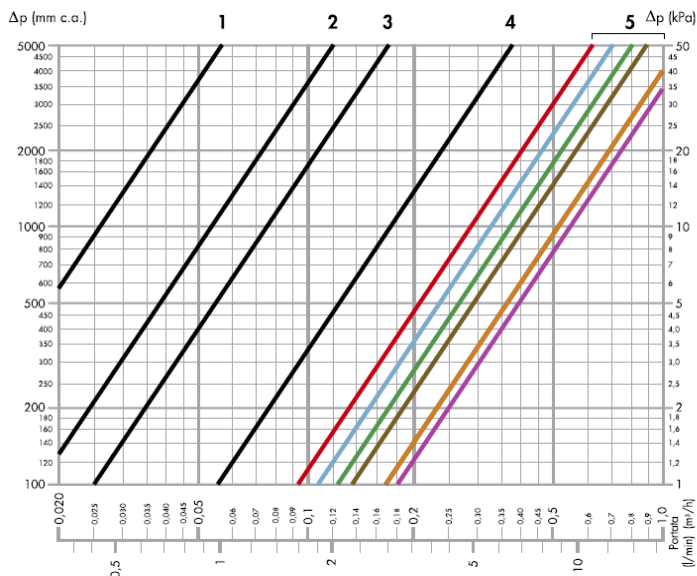


Diagramma caratteristico delle valvole Comando Manuale

Valvole termostattabili preregolabili con manopola manuale



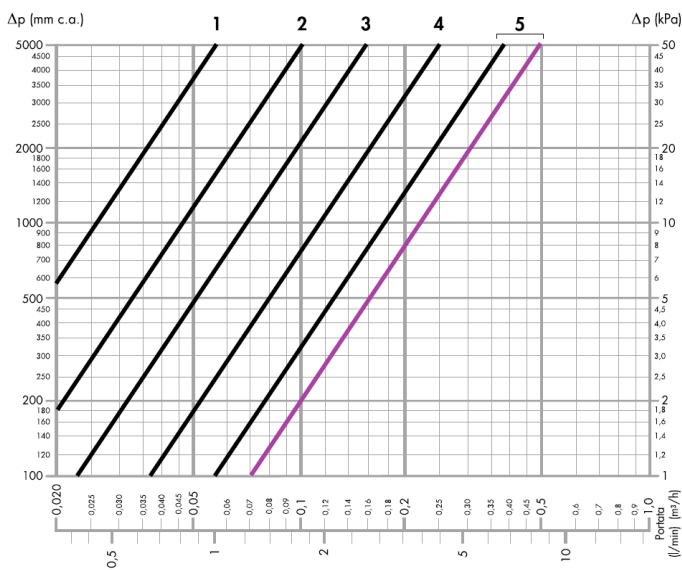
Posizione di prerogolazione	Kvs (m³/h)					
	3/8" squadria	3/8" dritta	1/2" squadria	1/2" dritta	3/4" squadria	3/4" dritta
1	0,08	0,08	0,08	0,09	0,12	0,12
2	0,17	0,17	0,17	0,19	0,22	0,22
3	0,25	0,25	0,25	0,27	0,41	0,41
4	0,55	0,55	0,55	0,56	0,95	0,93
5	1,30	0,90	1,40	1,00	1,80	1,70

fonte Caleffi

Diagramma caratteristico delle valvole

Comando Termostatico

Valvole termostattabili preregolabili con comando termostatico banda proporzionale 2K

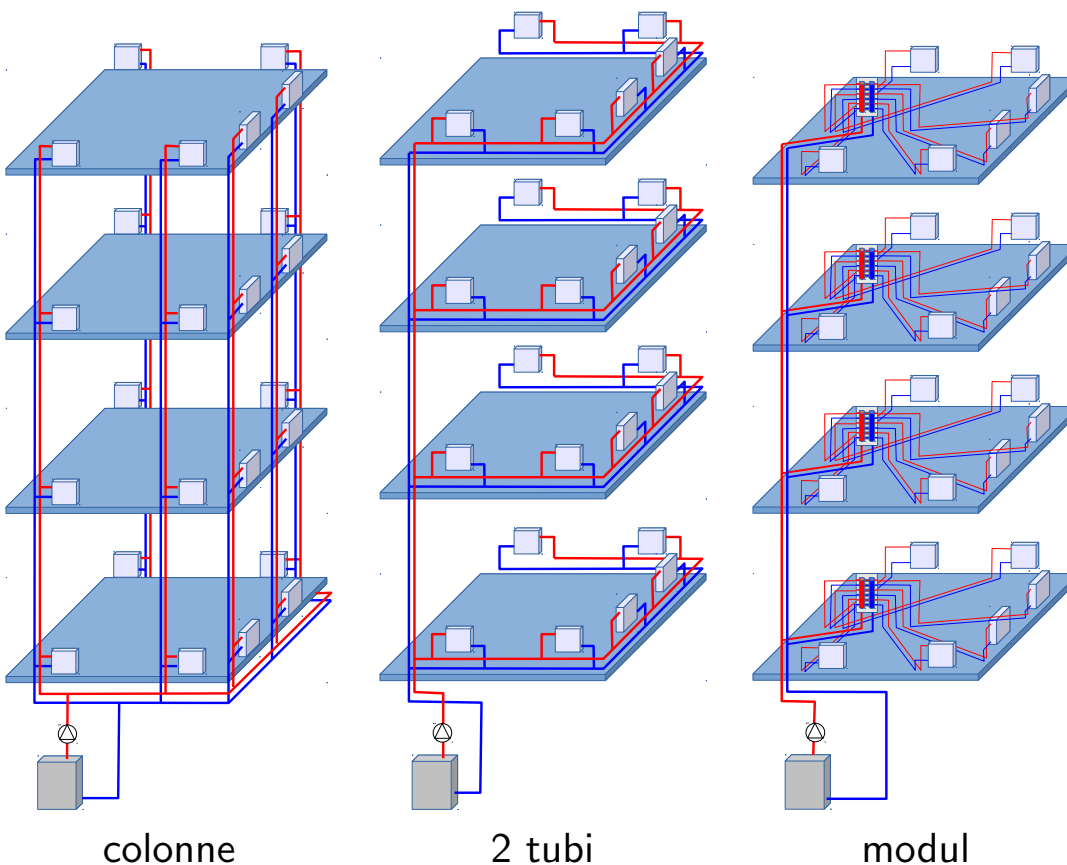


Posizione di prerogolazione	Kv (m ³ /h) (Banda proporzionale 2K)**					
	3/8" squadra	3/8" dritta	1/2" squadra	1/2" dritta	3/4" squadra	3/4" dritta
1	0,08	0,08	0,09	0,09	0,12	0,12
2	0,15	0,15	0,16	0,16	0,20	0,20
3	0,22	0,22	0,23	0,23	0,32	0,32
4	0,35	0,35	0,36	0,36	0,50	0,50
5	0,50	0,50	0,55	0,55	0,72	0,72

fonte Caleffi



Impianti a distribuzione verticale



colonne

2 tubi

modul

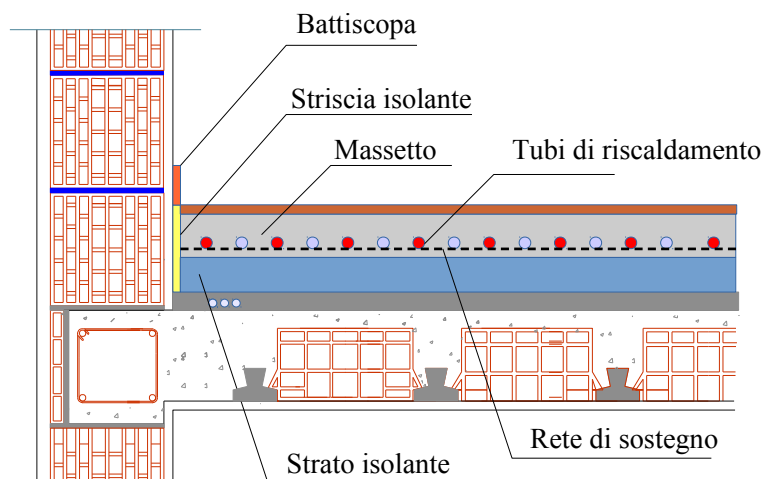


La temperatura è di $30 \div 45^{\circ}\text{C}$, sono usati per impianti di riscaldamento, ma anche per il raffrescamento estivo, facendo circolare nello stesso impianto acqua fredda. Questi ultimi possono essere:

- a **pavimento**: buone prestazioni sia per riscaldamento che per il raffrescamento. Sono i più utilizzati.
- a **parete**: utilizzati per riscaldamento e raffrescamento.
- a **soffitto**: soluzione ottimale per il raffrescamento

Riscaldamento a pavimento

- Tubi annegati nel massetto.
- I tubi, di solito in PE o PP, per la posa in opera vanno ancorati
 - su di una rete metallica di fissaggio tramite dei ganci
 - in alternativa si usano pannelli isolanti con dei rilievi che trattengono i tubi



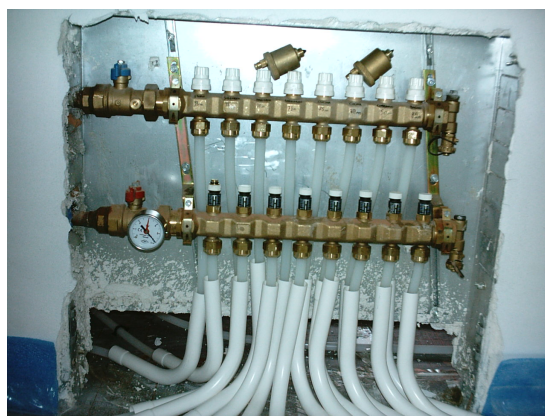
Riscaldamento a pavimento

esempi di posa



Riscaldamento a pavimento

posizionamento collettore



temperatura operante

$$\theta_i = \frac{\theta_{Ai} + \theta_{mr}}{2}$$

dove θ_{Ai} è la temperatura dell'aria nell'ambiente interno, mentre θ_{mr} è la temperatura media radiante delle pareti

$$\theta_{mr} = \left[\sum_{j=1}^n (\theta_{sj} + 273)^4 \cdot F_j \right]^{\frac{1}{4}} - 273,15$$

dove

n numero di pareti

θ_{sj} temperatura della j -esima parete

F_j fattore di vista della j -esima parete

A_j area della j -esima parete

$$\theta_{mr} \approx \frac{\sum_{j=1}^n \theta_{sj} \cdot A_j}{\sum_{j=1}^n A_j}$$



potenza in riscaldamento

$$q = B \cdot \prod_i a_i^{m_i} \cdot \Delta\theta_H$$

q flusso termico specifico che fornisce il pannello

B = coefficiente caratteristico dell'impianto

a_i, m_i coefficienti caratteristici del pavimento

$\Delta\theta_H$ differenza di temperatura media logaritmica

differenza di temperatura logaritmica

La differenza di temperatura media logaritmica è data dalla seguente relazione:

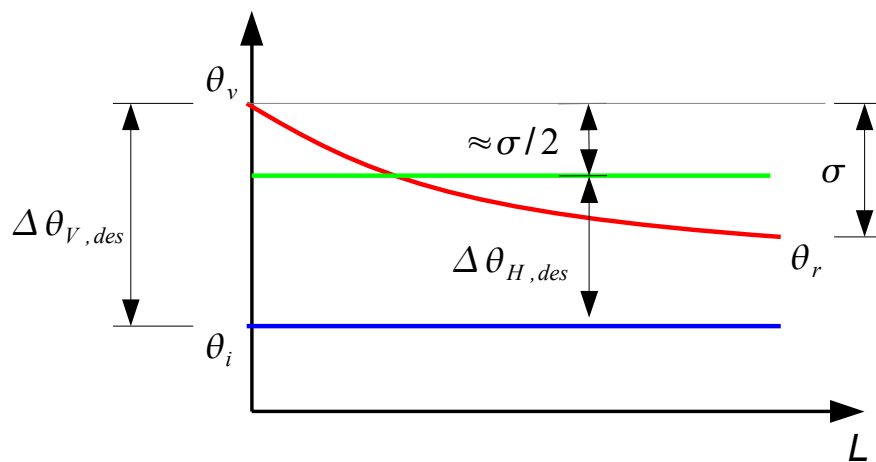
$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln\left(\frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}\right)}$$

con

θ_V temperatura di mandata dell'acqua

θ_R temperatura di ritorno dell'acqua

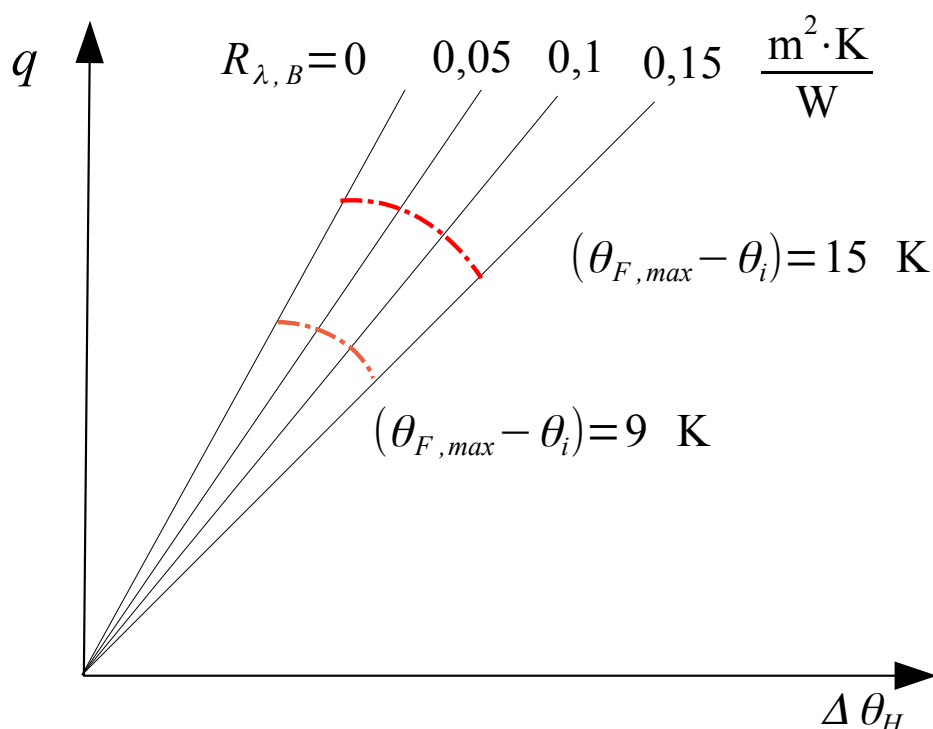
Significato dei termini



Fattori che influenzano la potenza scambiata

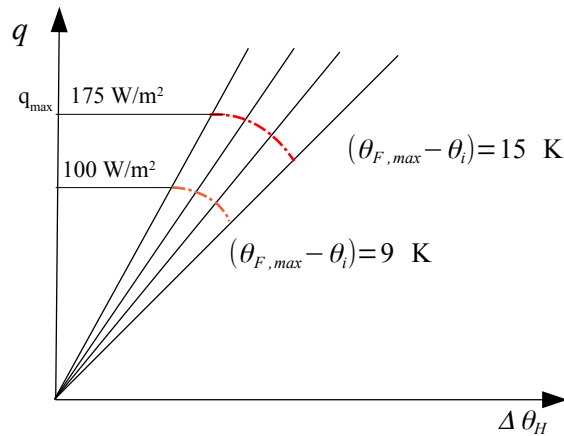
- Il **passo tra i tubi**, T ;
- Lo **spessore del supporto**, S_V , a partire dall'asse dei tubi. Normalmente il supporto è il massetto in CLS.
- La **conduttività termica del supporto**, λ_E ;
- La **resistenza termica del rivestimento**, $R_{\lambda B}$;
- Il **diametro esterno dei tubi**, D , che solitamente sono rivestiti da una barriera alla migrazione di O_2 ;
- **elementi conduttivi aggiuntivi**, K_{WL} ;
- Il **contatto tra i tubi e il pavimento**.

grafico delle prestazioni



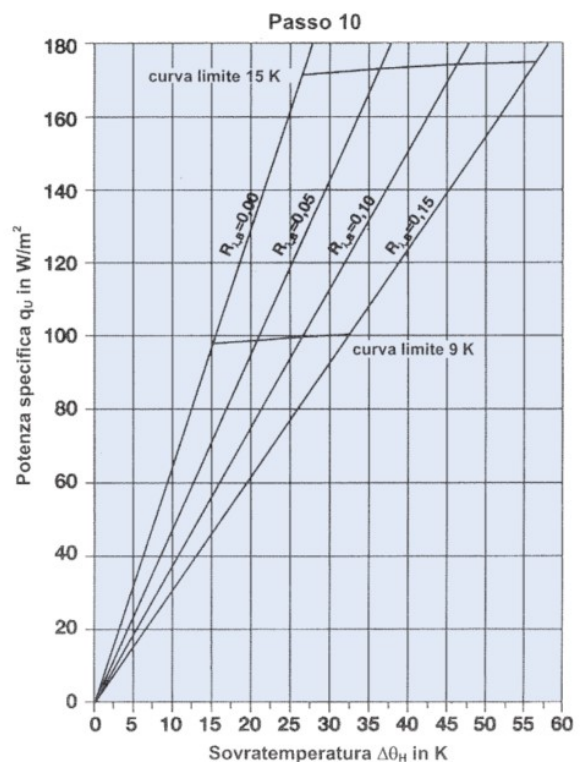
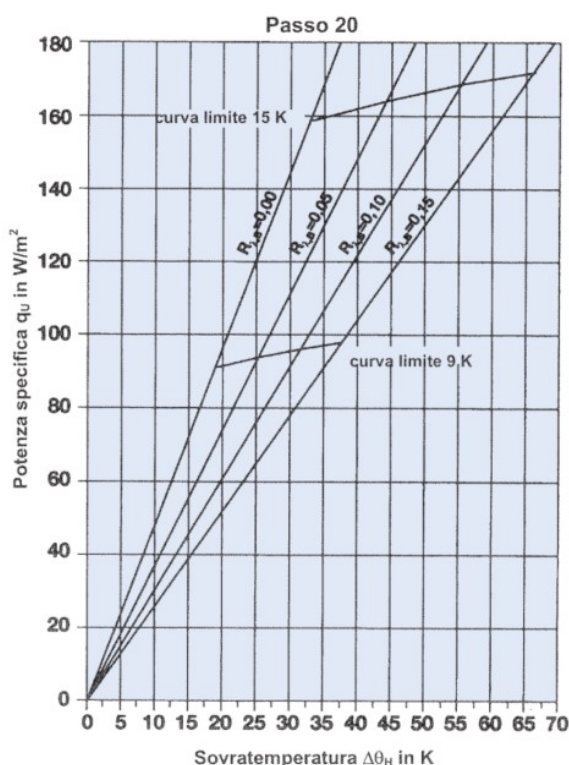
Limiti prestazionali

- La norma fissa la **temperatura massima del pavimento** a 29°C ,
- un pannello ha dei limiti di emissione di circa 100 W/m^2 .
- Ai bordi dei locali è ammessa una temperatura massima di 35°C
- il limite di emissione è 175 W/m^2 ai bordi
- Valori tipici di emissione sono di $80 - 90\text{ W/m}^2$.



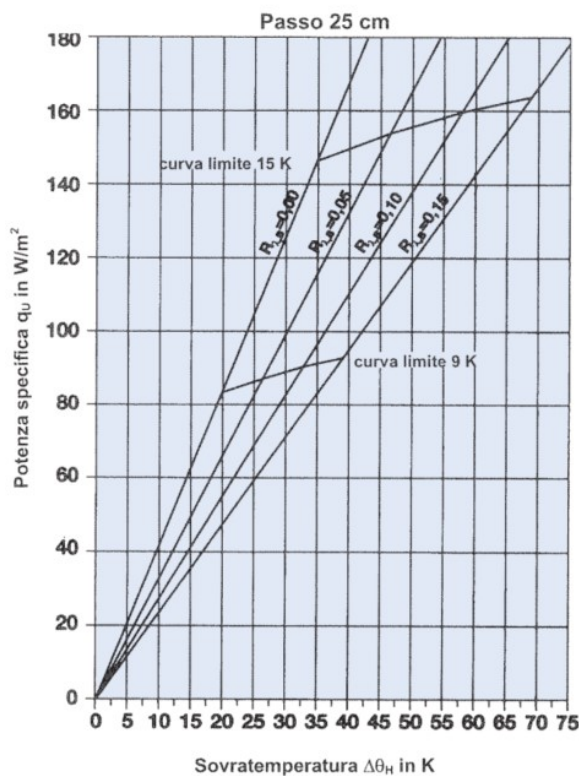
Esempio di curve di progetto

fonte Buderus



Esempio di curve di progetto

fonte Buderus



Dimensionamento

Per ogni locale poi si può calcolare il flusso specifico q :

$$q = \frac{\Phi_{Nf}}{A_f}$$

Φ_{Nf} potenza da fornire al generico locale, senza dispersioni al pavimento

A_f area del generico locale

se si utilizza una fascia riscaldata

$$A_F = A_{F, \text{perimetricale}} + A_{F, \text{calpestabile}}$$

$$q = \frac{A_{F, \text{perim}}}{A_F} q_{\text{perim}} + \frac{A_{F, \text{calp}}}{A_F} q_{\text{calp}}$$

differenza di temperatura di progetto

$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln\left(\frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}\right)}$$

salto termico di progetto

$$\sigma = \theta_V - \theta_R$$

temperatura di mandata di progetto: $\theta_{V,des}$

differenza di temperatura di mandata

$$\Delta\theta_{V,des} = \theta_{V,des} - \theta_i$$

casi possibili

$$\sigma / \Delta\theta_H < 0,5$$

$$\sigma = 5 \text{ K} \implies \Delta\theta_H > 10 \text{ K}$$

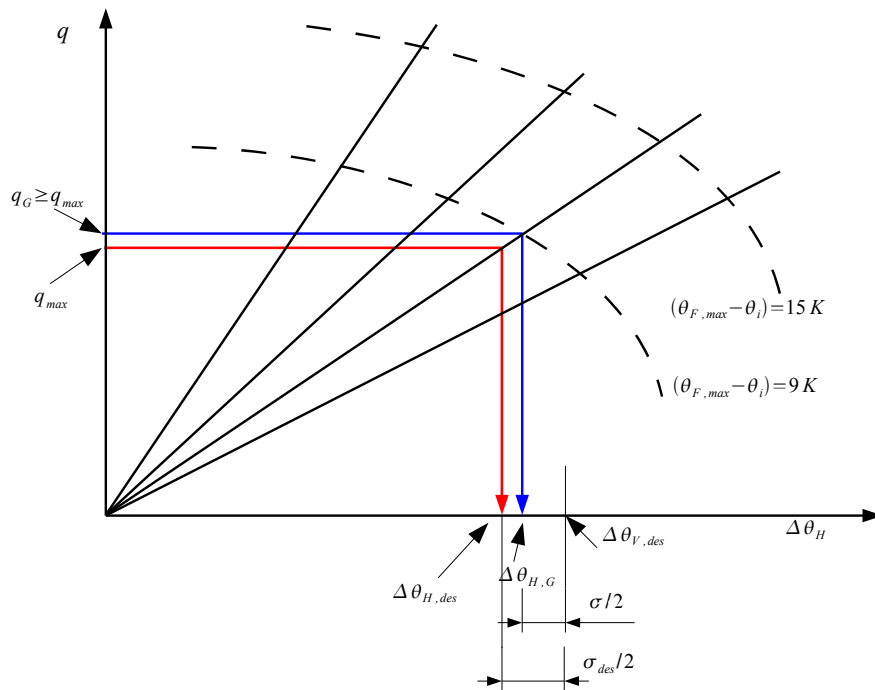
$$\Delta\theta_{V,des} \leq \Delta\theta_{H,des} + \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma / \Delta\theta_H \geq 0,5$$

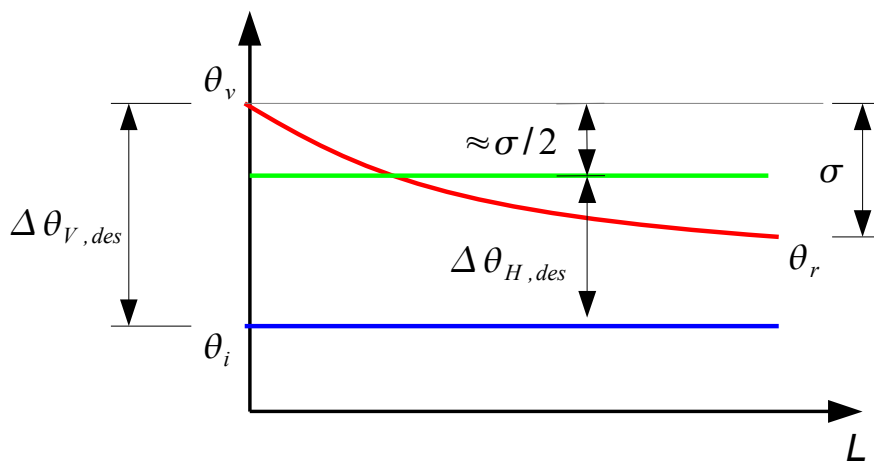
$$\sigma = 5 \text{ K} \implies \Delta\theta_H \leq 10 \text{ K}$$

$$\Delta\theta_{V,des} \leq \Delta\theta_{H,des} + \frac{\sigma}{2} + \frac{\sigma^2}{12\Delta\theta_{H,des}}$$

Determinazione del salto di temperatura



Significato dei termini



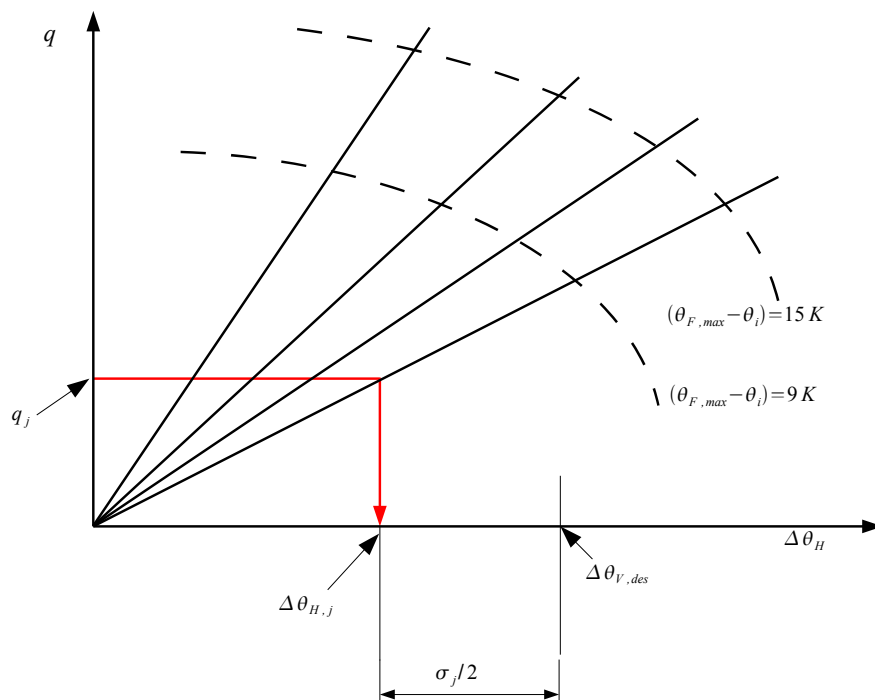
$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln\left(\frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}\right)}$$

$$\Delta\theta_H = \frac{\sigma}{\ln\left(\frac{\Delta\theta_{V,des}}{\Delta\theta_{V,des} - \sigma}\right)}$$

$$\frac{\Delta\theta_{V,des}}{\Delta\theta_{V,des} - \sigma} = e^{\frac{\sigma}{\Delta\theta_H}}$$

$$\Delta\theta_{V,des} = \frac{\sigma}{1 - e^{-\frac{\sigma}{\Delta\theta_H}}}$$

curve per il dimensionamento degli altri locali



dimensionamento altri locali

- La temperatura di alimentazione è la stessa
- varia il salto termico
- posso scegliere altri passi

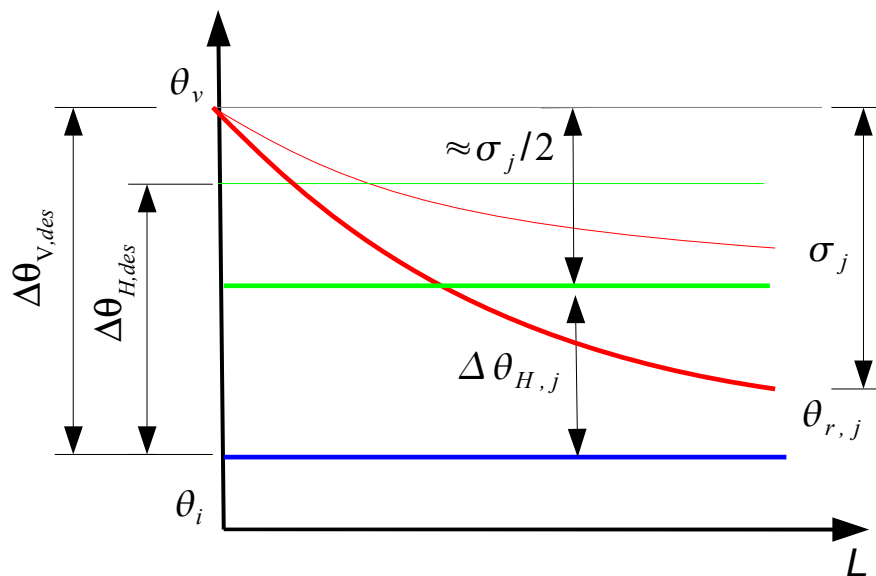
$$\sigma_j / \Delta_{H,j} < 0,5$$

$$\frac{\sigma_j}{2} = \Delta\theta_{V,des} - \Delta\theta_{H,j}$$

$$\sigma_j / \Delta_{H,j} \geq 0,5$$

$$\sigma_j = 3\Delta\theta_{H,j} \left[\left(1 + \frac{4(\Delta\theta_{V,des} - \Delta\theta_{H,j})}{3\Delta\theta_{H,j}} \right)^{\frac{1}{2}} - 1 \right]$$

Significato dei termini



Per il singolo locale j-esimo, si deve fornire una determinata potenza $\Phi_{Nf,j}$:

$$\Phi_{Nf,j} = \dot{m}_{H,j} c_w (\theta_V - \theta_R)_j - q_{u,j} \cdot A_F$$

dove:

$\dot{m}_{H,j}$ portata di fluido al locale j-esimo

c_w calore specifico acqua

q_u perdita dal pannello verso il basso

A_F area del pavimento

si ottiene la portata d'acqua

$$\dot{m}_{H,j} = \frac{A_F q_j}{c_w \sigma} \left(1 + \frac{R_o}{R_u} + \frac{\theta_i - \theta_u}{R_u q_j} \right)$$

Sala Termica

Apparecchiature

Sala termica $\Phi > 35$ kW

- le specifiche da applicare sono contenute nella *Raccolta R* dell'ISPESL
- I Dispositivi si possono distinguere in:
 - Dispositivi di Sicurezza
 - Dispositivi di protezione
 - Dispositivi di controllo

Dispositivi secondo raccolta R ISPESL

Dispositivi di Sicurezza

- Valvola di sicurezza
- Valvola di Scarico termico
- Valvola di intercettazione del combustibile

Dispositivi di protezione

- Termostato di regolazione
- Termostato di blocco
- Pressostato di blocco
- Dispositivo di protezione pressione minima

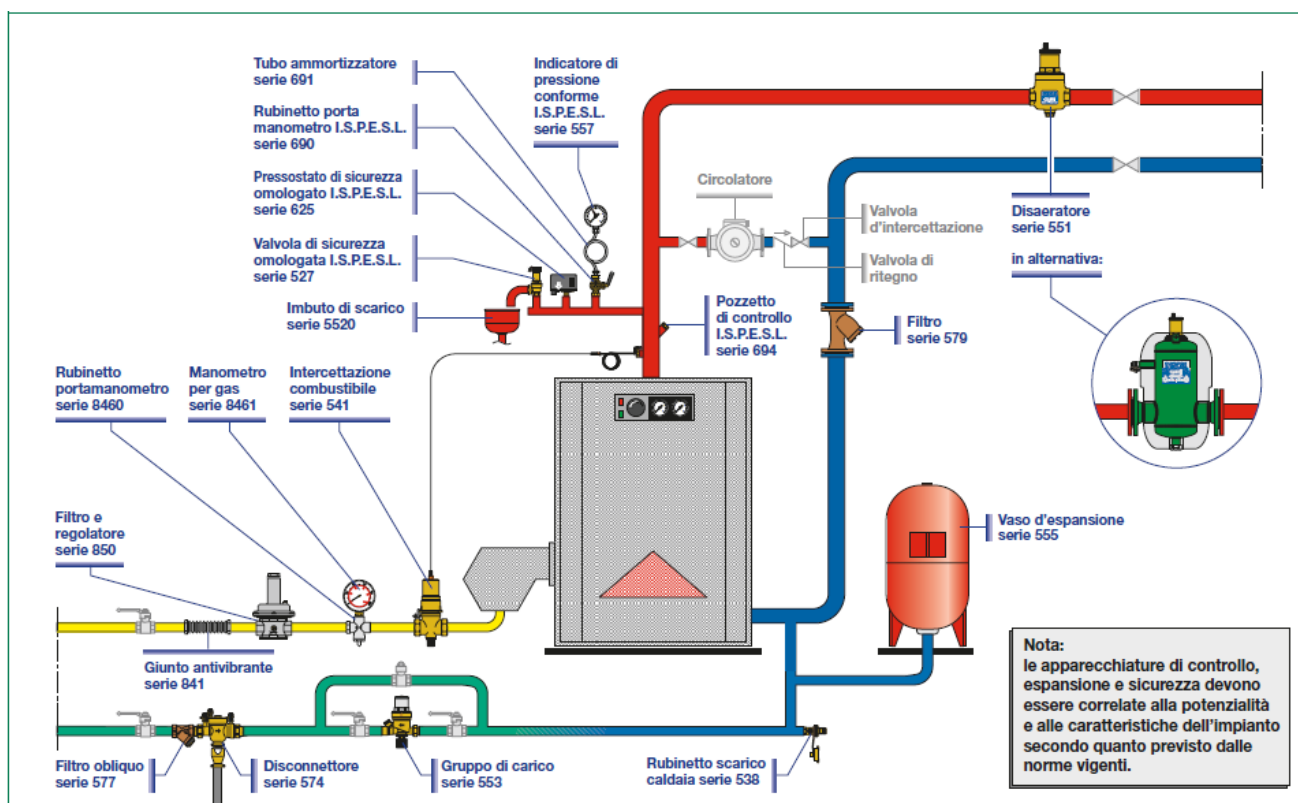
Dispositivi di controllo

- termometri
- pressostati



Sala Termica

fonte Caleffi S.p.A.



Vasi d'espansione

tipologie

- assorbono le dilatazioni termiche dell'acqua dovute alla temperatura
- si distinguono in:
 - vasi aperti
 - vasi chiusi

vasi chiusi

autopressurizzati senza diaframma o membrana;

prepressurizzati senza membrana o con membrana;

a pressione costante senza membrana;

a pressione e volume costanti costituiti da due serbatoi senza membrana.

Vasi d'espansione

Volume di espansione

$$E = \frac{V_A \cdot n}{100}$$

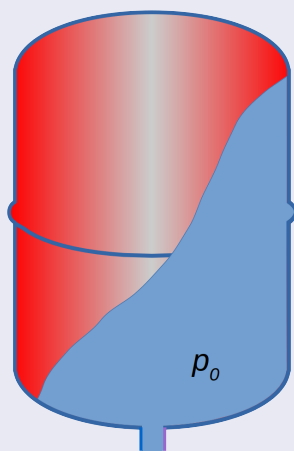
V_A Volume dell'impianto

$$n = 0,31 + 3,9 \times 10^{-4} \cdot t_m^2$$

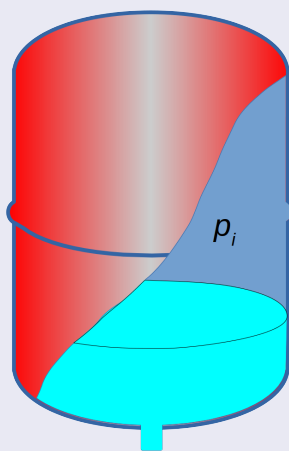
t_m temperatura massima ammissibile in °C

Vasi d'espansione

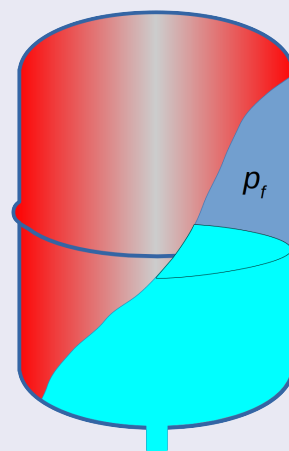
senza diaframma



a)



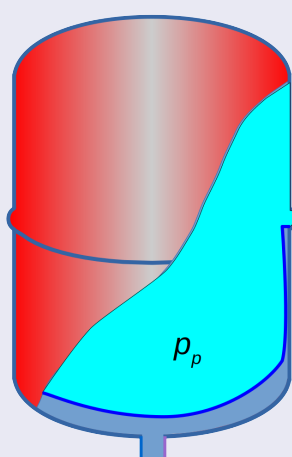
b)



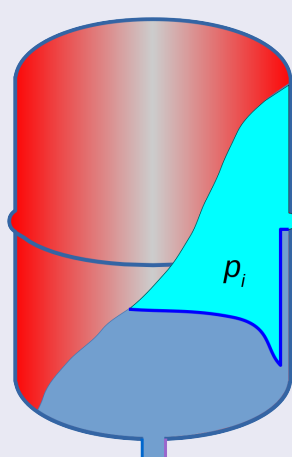
c)

Vasi d'espansione

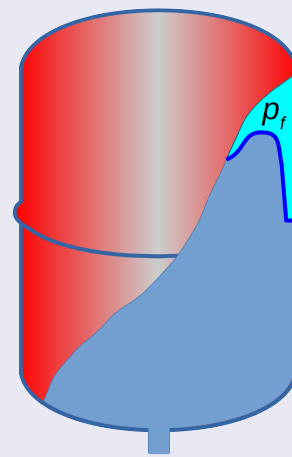
con diaframma



a)



b)



c)

Dimensionamento Vasi

vasi senza diaframma

$$V_v = \frac{E}{\frac{p_o}{p_i} - \frac{p_o}{p_f}}$$

E volume d'espansione

p_o pressione atmosferica

p_i pressione assoluta iniziale

p_f pressione di taratura della valvola di sicurezza

Dimensionamento Vasi

vasi senza diaframma

$$p_0 \cdot V_0 = p_i \cdot V_i = p_f \cdot V_f$$

$$E = V_i - V_f$$

$$V_i = V_0 \cdot \frac{p_0}{p_i}$$

$$V_f = V_0 \cdot \frac{p_0}{p_f}$$

$$E = V_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p_i} - \frac{p_0}{p_f} \right)$$

$$V_v = V_0 = \frac{E}{\frac{p_0}{p_i} - \frac{p_0}{p_f}}$$

Dimensionamento Vasi

vasi con diaframma

$$V_v = \frac{E}{1 - \frac{p_p}{p_f}} \quad (1)$$

E volume d'espansione

p_p pressione di precarica

p_f pressione di taratura della valvola di sicurezza

Dimensionamento Vasi

vasi con diaframma

$$p_p \cdot V_v = p_f \cdot V_f$$

$$E = V_v - V_f$$

$$V_f = V_v \cdot \frac{p_p}{p_f}$$

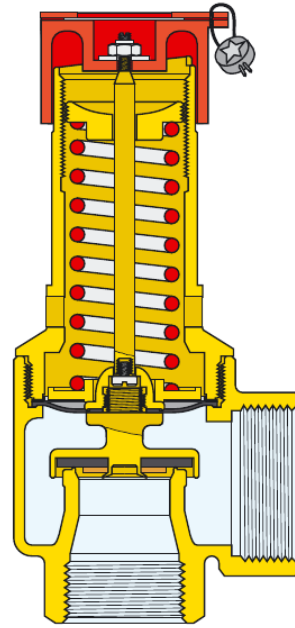
$$E = V_v \cdot \left(1 - \frac{p_p}{p_f}\right)$$

$$V_v = \frac{E}{1 - \frac{p_p}{p_f}}$$

Valvola di sicurezza

Funzionamento

- è dimensionata in funzione della potenza utile della caldaia
- interviene quando la pressione supera la pressione di taratura
- l'acqua passando attraverso la valvola passa allo stato di vapore
- il flusso latente deve assorbire la potenza della caldaia



fonte Caleffi

Valvola di sicurezza

fisica del fenomeno

$$\dot{m}_v \cdot r = \Phi_u$$

$$\Phi_u = \dot{m}_v \cdot r = \frac{\dot{V}}{v_v} \cdot r = \frac{w_{max}}{v_v} \cdot A \cdot r$$

w_{max} velocità massima del vapore sulla valvola;

v_v volume specifico del vapore

A area della valvola

$$A = \Phi_u \cdot \frac{v_v}{w_{max} \cdot r}$$

Valvola di sicurezza

Raccolta R

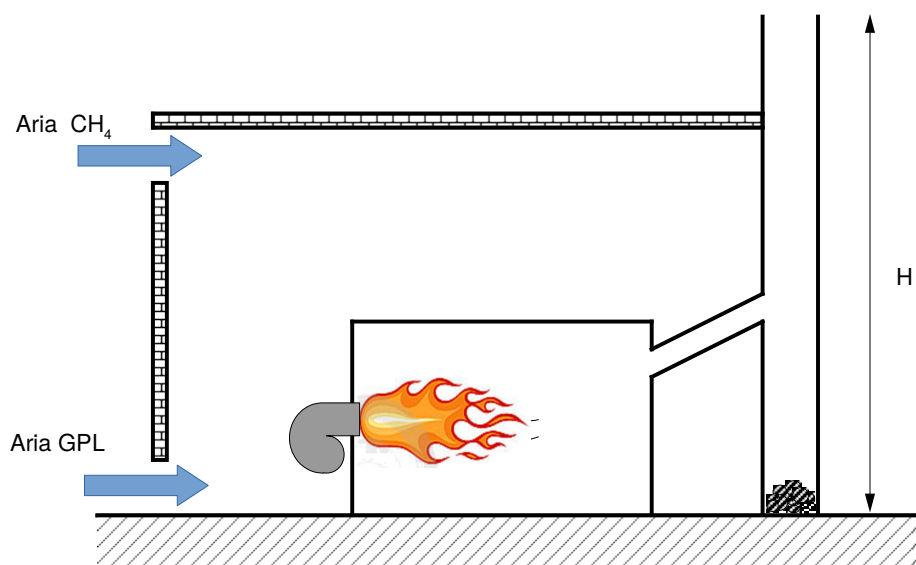
$$A = 0,005 \cdot \dot{m}_v \cdot \frac{M}{0,9 \cdot K}$$

- A area minima netta dell'orifizio della valvola, in centimetri quadrati;
 \dot{m}_v portata di vapore della valvola di sicurezza, [kg/h];
 M fattore di pressione della valvola, da ricavare da tabella;
 K coefficiente di efflusso della valvola da certificato di accettazione.

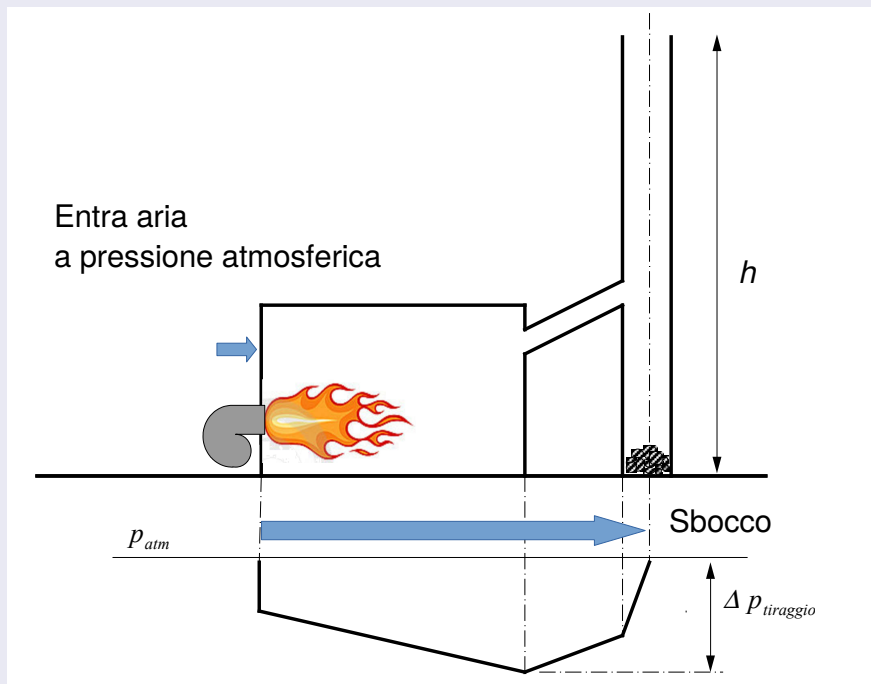
Valori per pressioni di scarico da 0,5 a 12,5 bar

p	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70
F	2,47	2,32	2,19	2,07	1,97	1,87	1,79	1,71	1,63	1,57	1,51	1,45	1,40
p	1,80	1,90	2,00	2,10	2,20	2,30	2,40	2,50	2,60	2,70	2,80	2,90	3,00
F	1,35	1,31	1,26	1,22	1,19	1,15	1,12	1,09	1,06	1,03	1,01	0,98	0,96
p	3,10	3,20	3,30	3,40	3,50	3,60	3,70	3,80	3,90	4,00	4,20	4,40	4,60
F	0,93	0,91	0,89	0,87	0,85	0,84	0,82	0,80	0,79	0,77	0,74	0,71	0,69
p	4,80	5,00	5,20	5,40	5,60	5,80	6,00	6,20	6,40	6,60	6,80	7,00	7,20
F	0,67	0,65	0,62	0,61	0,59	0,57	0,56	0,54	0,53	0,51	0,50	0,49	0,48
p	7,40	7,60	7,80	8,00	8,20	8,40	8,60	8,80	9,00	9,50	10,0	10,5	11,0
F	0,46	0,45	0,44	0,43	0,43	0,42	0,41	0,40	0,39	0,37	0,36	0,34	0,32
p	11,50	12,00	12,50										
F	0,32	0,30	0,29										

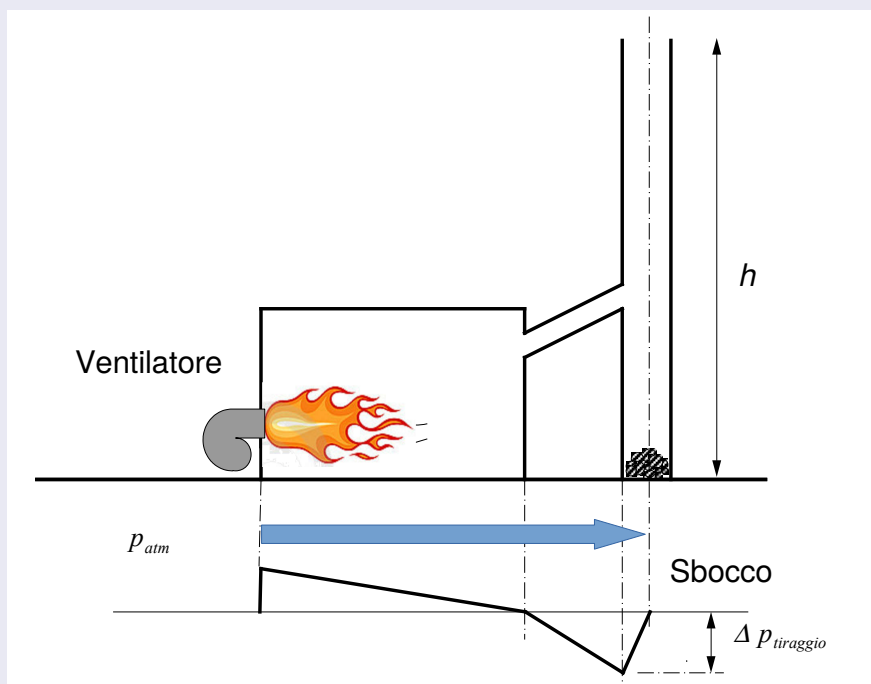
Locale Caldaia

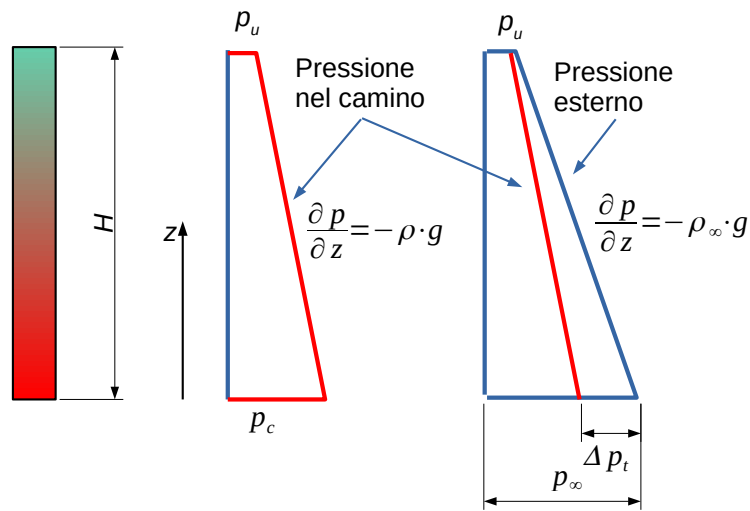


Caldaia Atmosferica



Caldaia presurizzata





Tiraggio camino

Funzionamento

$$p_{\infty} = p_u + g \cdot \rho_{\infty} \cdot H$$

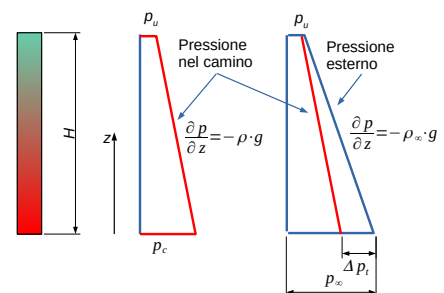
$$p_c = p_u + g \cdot \rho \cdot H$$

$$\Delta p_t = p_{\infty} - p_c = g \cdot H \cdot (\rho_{\infty} - \rho_c)$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial \theta} \right)_p = -\frac{1}{\rho_{\infty}} \cdot \frac{\rho_{\infty} - \rho_c}{\theta_{\infty} - \theta_c}$$

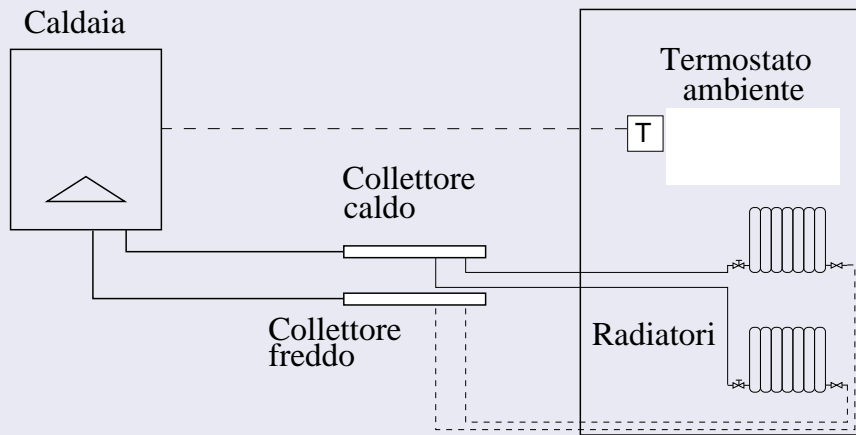
$$\rho_{\infty} - \rho_c = \beta \cdot \rho_{\infty} \cdot (\theta_c - \theta_{\infty})$$

$$\Delta p_t = p_{\infty} - p_c = g \cdot \rho_{\infty} \cdot H \cdot \beta \cdot (\theta_c - \theta_{\infty})$$



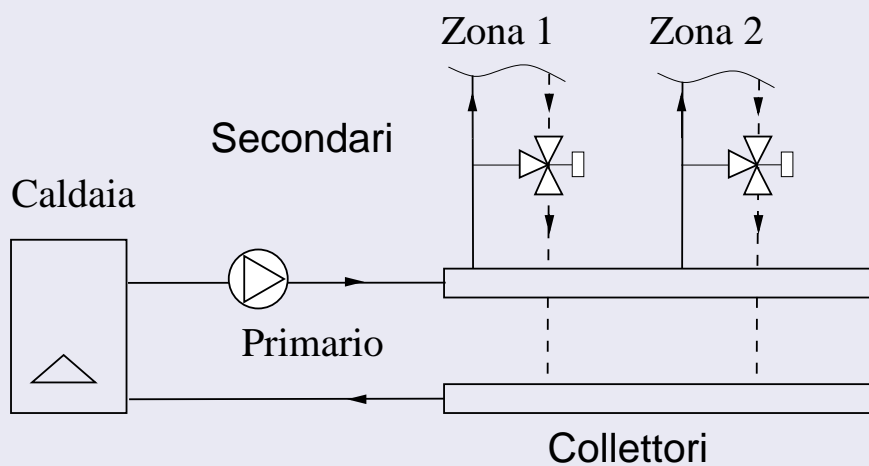
Tipologia di impianti

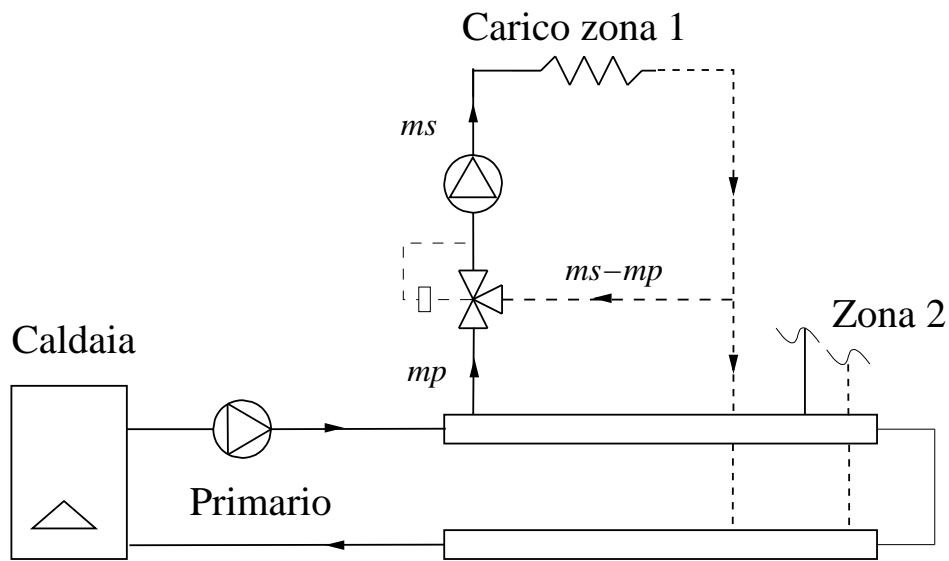
monofamiliare



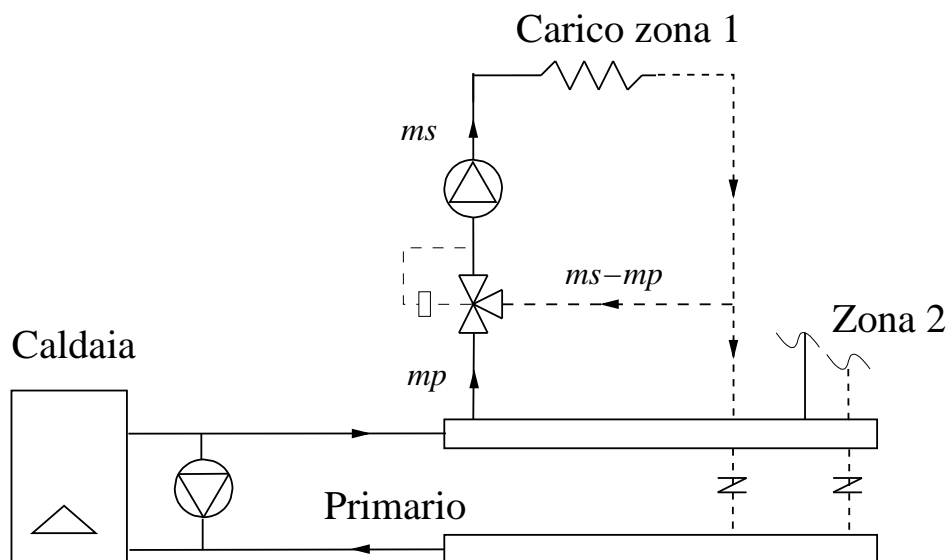
Tipologia di impianti

monofamiliare grande



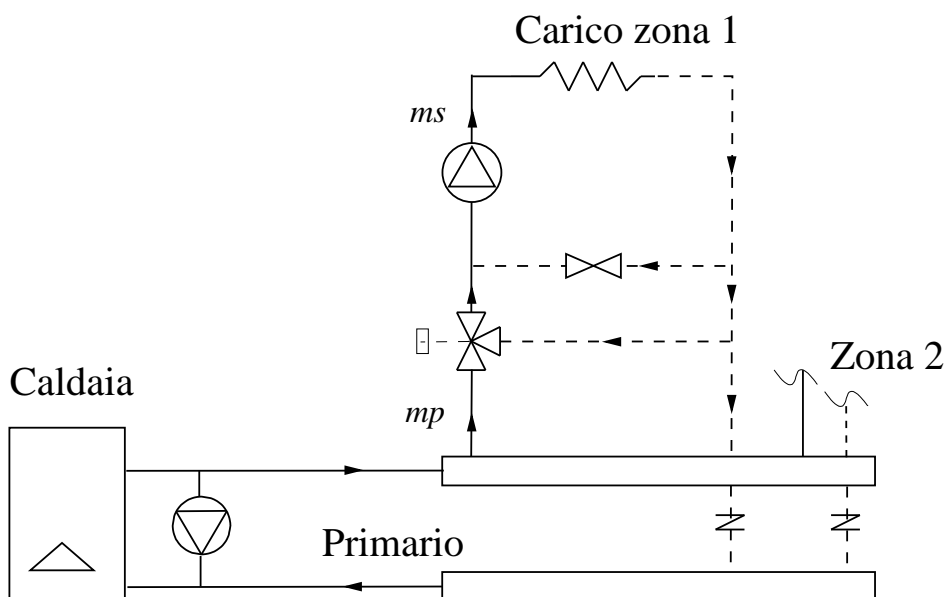


Impianto di riscaldamento a MISCELAZIONE senza pompa sul primario

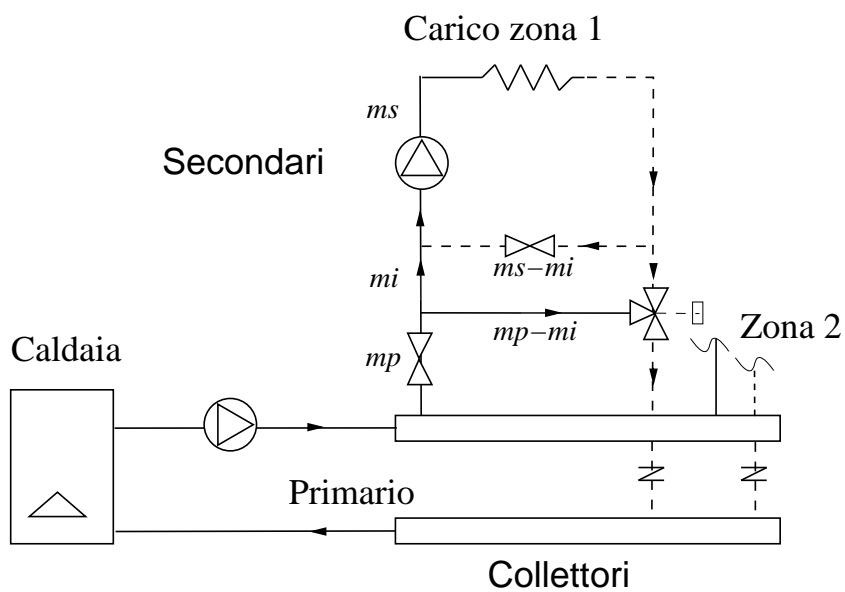


Impianto di riscaldamento a MISCELAZIONE

con Bypass



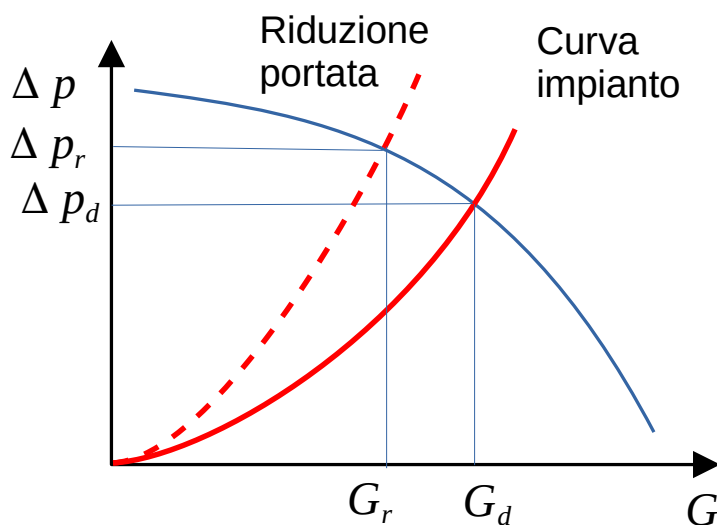
Impianto di riscaldamento a INIEZIONE



- il fluido deve essere mosso dalle pompe
- in un circuito chiuso le pompe devono tener conto solo delle perdite del circuito
- in un circuito chiuso non si tiene conto dell'altezza
- la scelta della pompa deriva dalla dimensione dell'impianto e dalle perdite

Curva caratteristica

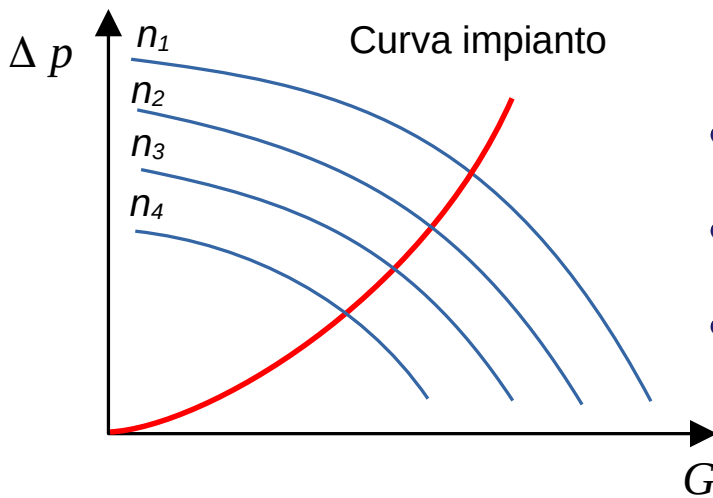
Pompe



- la curva caratteristica descrive il legame pressione portata
- il punto di funzionamento è l'intersezione con la curva impianto
- variando la curva dell'impianto, con valvole, varia il punto di funzionamento

Curva caratteristica

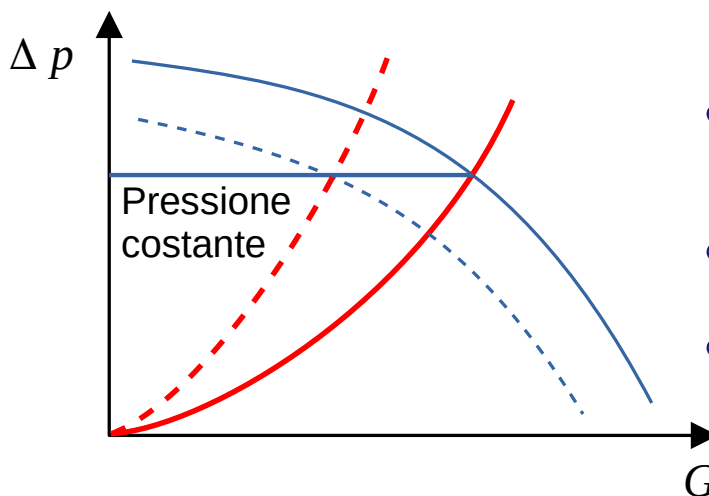
velocità variabile



- variando il numero di giri della pompa varia la curva caratteristica
- varia anche il punto di funzionamento
- diminuisce la portata, diminuisce la prevalenza

Curva caratteristica

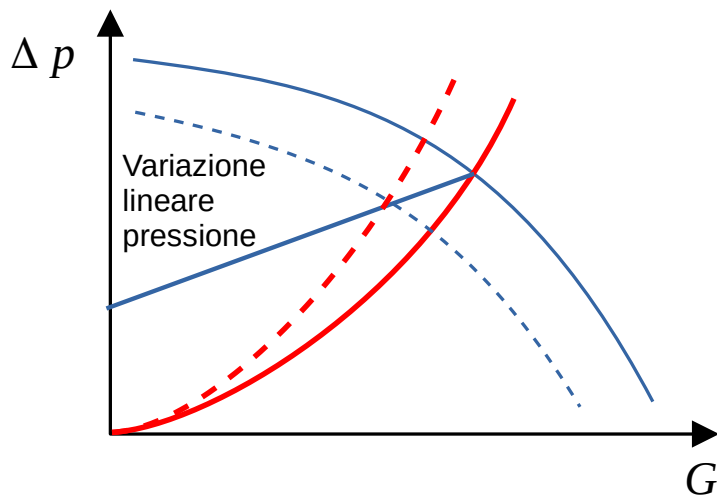
inverter, pressione costante



- le pompe consentono di variare i giri con controllo elettronico tramite inverter
- la regolazione può essere a pressione costante
- viene mantenuta la pressione al diminuire della portata

Curva caratteristica

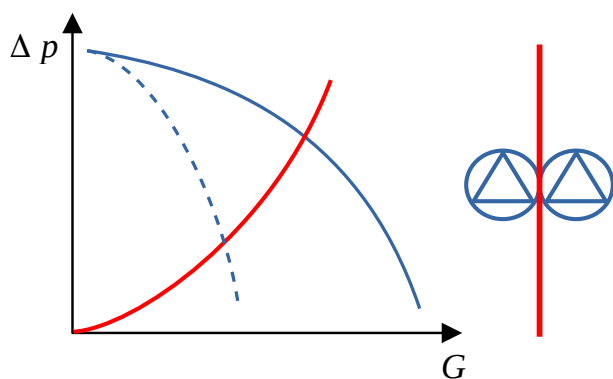
inverter, pressione lineare



- le pompe consentono di variare i giri con controllo elettronico tramite inverter
- la regolazione può essere a pressione lineare
- la pressione diminuisce al diminuire della portata
- consente una riduzione del costo di pompaggio

Pompe accoppiate

funzionamento parallelo o alternato

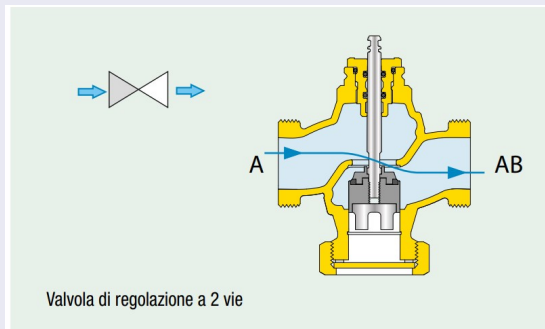


- le pompe possono essere accoppiate per aumentare la sicurezza
 - alternato: una pompa è tenuta di backup in caso di guasto
 - parallelo: se una pompa si guasta possono comunque far funzionare l'impianto con portate ridotte

Valvole

tipologia

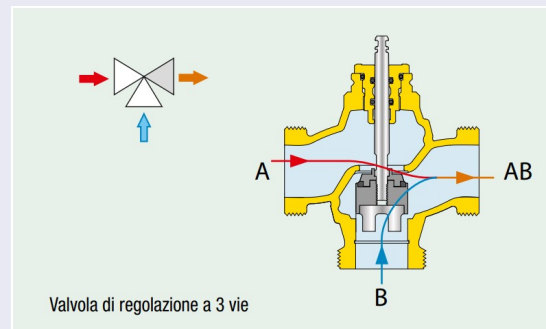
2 vie



Valvola di regolazione a 2 vie

fonte Caleffi

3 vie



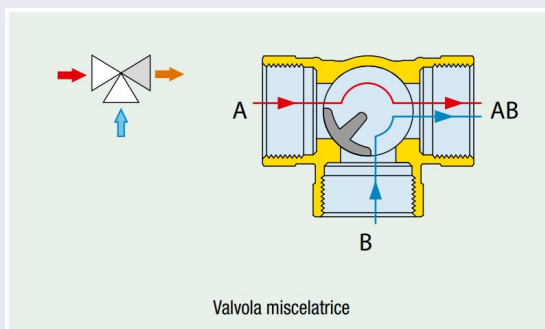
Valvola di regolazione a 3 vie

fonte Caleffi

Valvole

tipologia

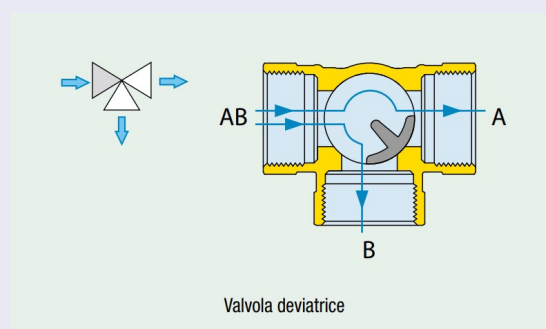
miscelatrice



Valvola miscelatrice

fonte Caleffi

deviatrice



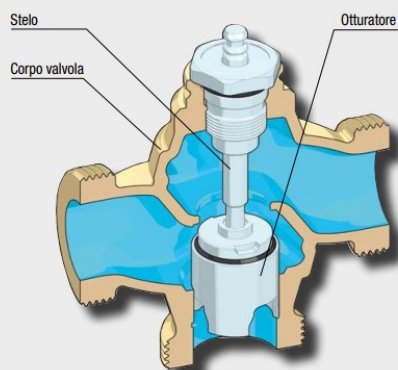
Valvola deviatrice

fonte Caleffi

Globo

VALVOLE A GLOBO

In queste valvole l'otturatore ha un movimento lineare grazie al collegamento meccanico con un organo mobile detto stelo.



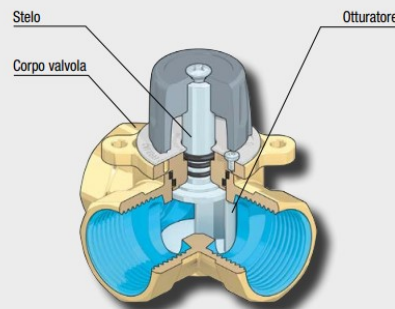
- Richiedono maggior spazio di installazione
- Hanno caratteristiche di regolazione più precise
- Presentano un trafilamento limitato
- Possono raggiungere un'elevata resistenza alla pressione statica

fonte Caleffi

Settore

VALVOLE A SETTORE

In queste valvole l'otturatore ruota sul proprio asse aprendo le opportune luci sulle sedi della valvola. Il movimento è quindi rotativo.



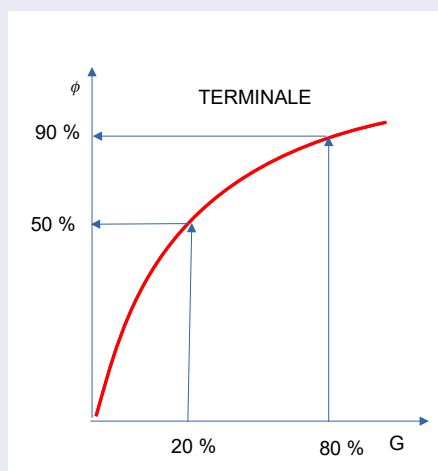
- Sono valvole compatte
- La caratteristica di regolazione è meno precisa
- Sono maggiormente soggette al fenomeno del trafilamento
- Hanno una resistenza limitata alla pressione statica

fonte Caleffi



Curva del terminale

caratteristica non proporzionale

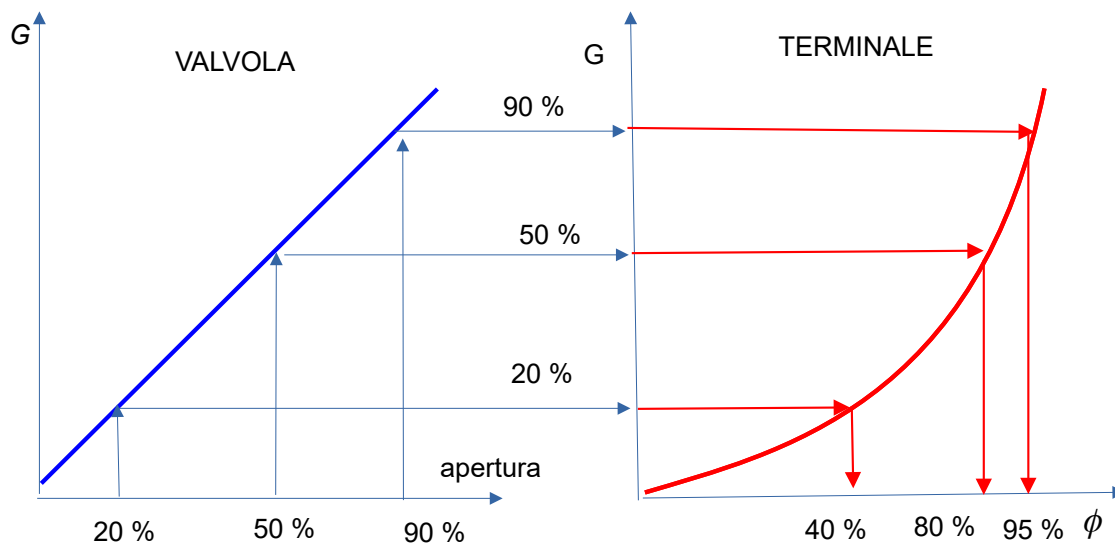


- il legame tra potenza di un terminale e portata non è lineare
- problemi con il controllo
- a grande spostamento corrisponde piccola variazione di potenza
- sarebbe auspicabile un andamento lineare



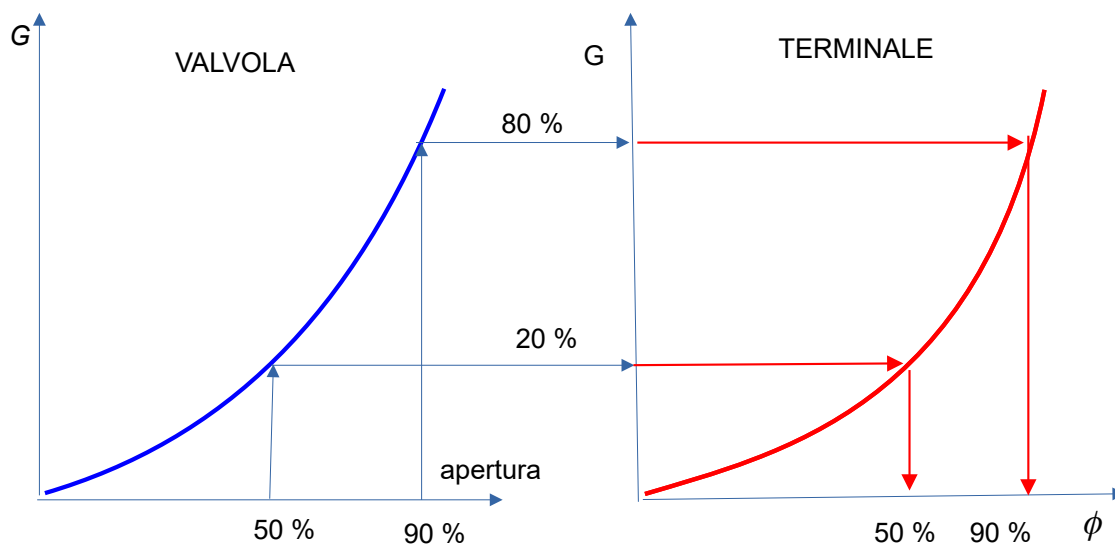
Controllo Terminali

valvola lineare



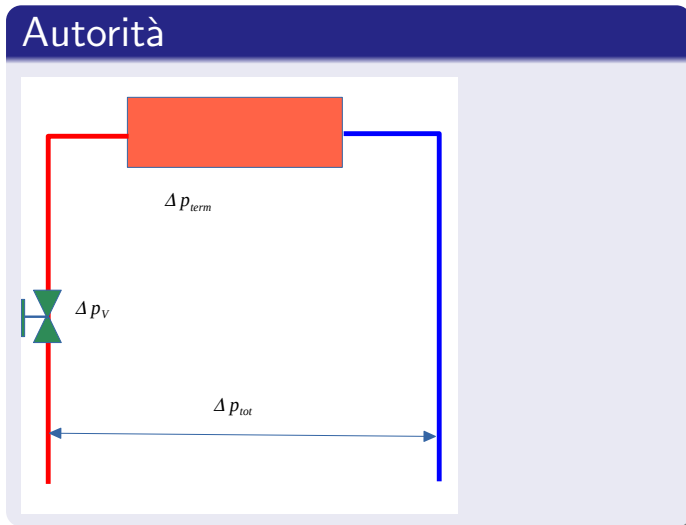
Controllo Terminali

valvola equipercentuale



Autorità della valvola

controllo di circuiti



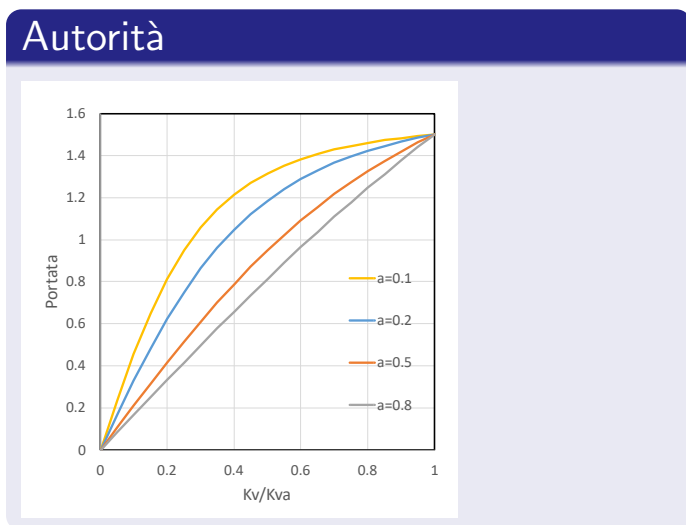
- per controllare il flusso utilizzo la valvola
- per controllare correttamente la portata la valvola deve avere una prevalenza elevata
- definisco l'autorità della valvola

$$A = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_{tot}} = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + \Delta p_{circ} + \Delta p_{term}}$$

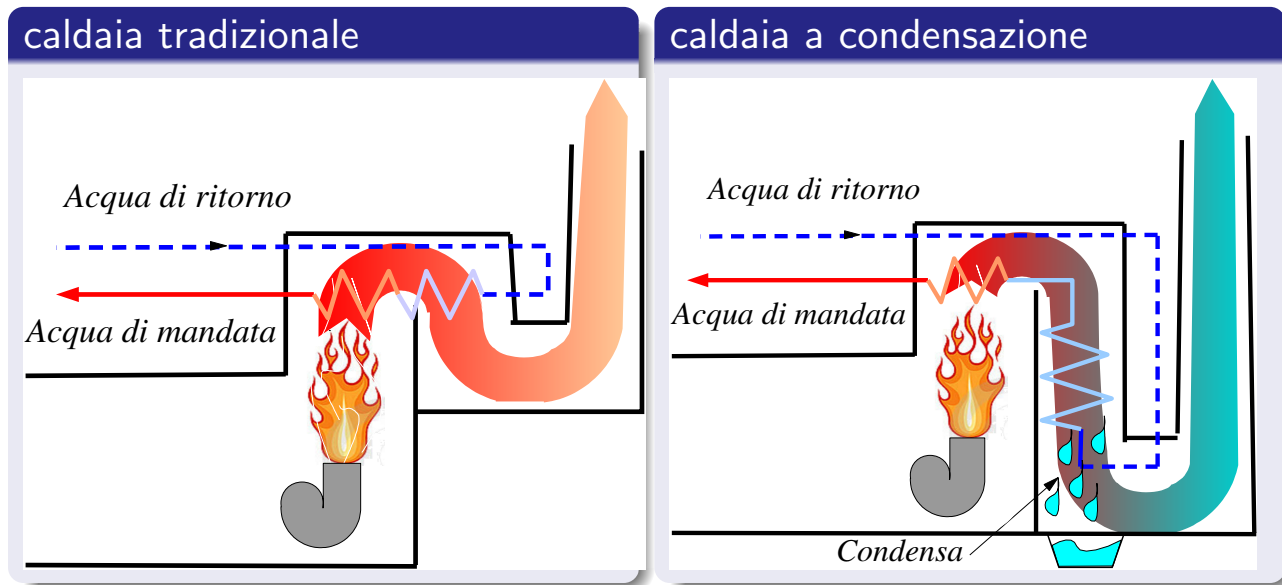
- sarebbe auspicabile $A > 0.5$

Autorità della valvola

portata al variare dell'Autorità



- Valvola con controllo lineare
- al variare dell'autorità varia la portata
- con bassa autorità il controllo diviene difficoltoso
- auspicabile $A > 0.5$



Caldaia a condensazione

rendimenti > 1

Caldaia tradizionale

$$\eta_{t100} = \frac{\Phi_u}{\dot{m}_c H_i + R} \approx 91\%$$

η_{t100} = rendimento a massimo carico riferito ad H_i

H_i = potere calorifico inferiore

R = potenza del ventilatore del bruciatore (trascurabile)

Caldaia a condensazione

$$\eta = \frac{\Phi_{u, cond}}{\dot{m}_c H_s} \approx 90/92\%$$

$$\eta_{t100} = 98/102\%$$

η rendimento a massimo carico riferito ad H_s

H_s potere calorifico superiore

Generalità

- Alternativa alla generazione di calore attraverso caldaia
- posso considerare parte del calore come fonte rinnovabile
- a seconda della tipologia le prestazioni possono variare in maniera drastica
- da considerare per nuovi edifici
- funziona con temperature di mandata basse

Classificazione per fonte di energia

Fonte di energia	Tipologia fonte di energia sfruttata	Modalità di estrazione	
Aria esterna	Rinnovabile "aerotermica"	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria esterna	
Aria interna	Non rinnovabile se proveniente da sistemi impieganti energie fossili, ad esclusione dell'aria di espulsione	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria interna di espulsione in sistemi di recupero	
Roccia	Rinnovabile "geotermica"	Raffreddamento del sottosuolo	
Terreno	Rinnovabile "geotermica"	Raffreddamento del sottosuolo	13
Acqua di falda	Rinnovabile "geotermica"	Raffreddamento del sottosuolo	
Acqua di mare	Rinnovabile "idrotermica"	Raffreddamento acque superficiali	
Acqua di lago	Rinnovabile "idrotermica"	Raffreddamento acque superficiali	
Acqua di fiume	Rinnovabile "idrotermica"	Raffreddamento acque superficiali	
Acque di risulta e liquami di processi tecnologici	Non rinnovabile	Raffreddamento acque e/o liquami di processo	
Liquami urbani	Assimilabile a rinnovabile	Raffreddamento liquami urbani	

Pompe di calore

Condizioni di riferimento per i dati prestazionali forniti dal fabbricante. Pompe di calore per solo riscaldamento o funzionamento combinato

Sorgente fredda	Temperatura sorgente fredda				Temperatura pozzo caldo riscaldamento ad aria	Temperatura pozzo			T pozzo caldo	
	-7	2	7	12		35	45	55	45	55
Aria	-7	2	7	12	20	35	45	55	45	55
Acqua		5	10	15	20	35	45	55	45	55
Terreno/roccia	-5	0	5	10	20	35	45	55	45	55

Temperature limite di funzionamento

Si deve tener conto delle temperature limite

$\theta_{H,off}$ temperatura alla quale la pompa viene disattivata dal sistema di controllo, temperatura di bilanciamento default 20 °C

$\theta_{w,off}$ temperatura alla quale la pompa viene disattivata dal sistema di controllo, ACS compresa tra 45 e 65 °C

TOL temperatura limite funzionamento sorgente fredda, imposta dal fabbricante

$\theta_{H,cut-off,min}$ dato progettuale, temperatura alla quale si disattiva la pompa di calore

$\theta_{H,cut-off,max}$ temperatura di disattivazione del pozzo caldo

- Si determina la temperatura del pozzo freddo
- si distingue tra acqua ed aria
- si determina la potenza massima della pompa di calore per le temperature ricavate
- si calcola il fattore di carico della macchina

$$CR = \frac{\Phi_{H, hp, out, bin}}{\Phi_{bin, max, H}}$$

Valutazioni preliminari

deve essere valutato il dimensionamento della pompa di calore in funzione del carico termico dell'edificio

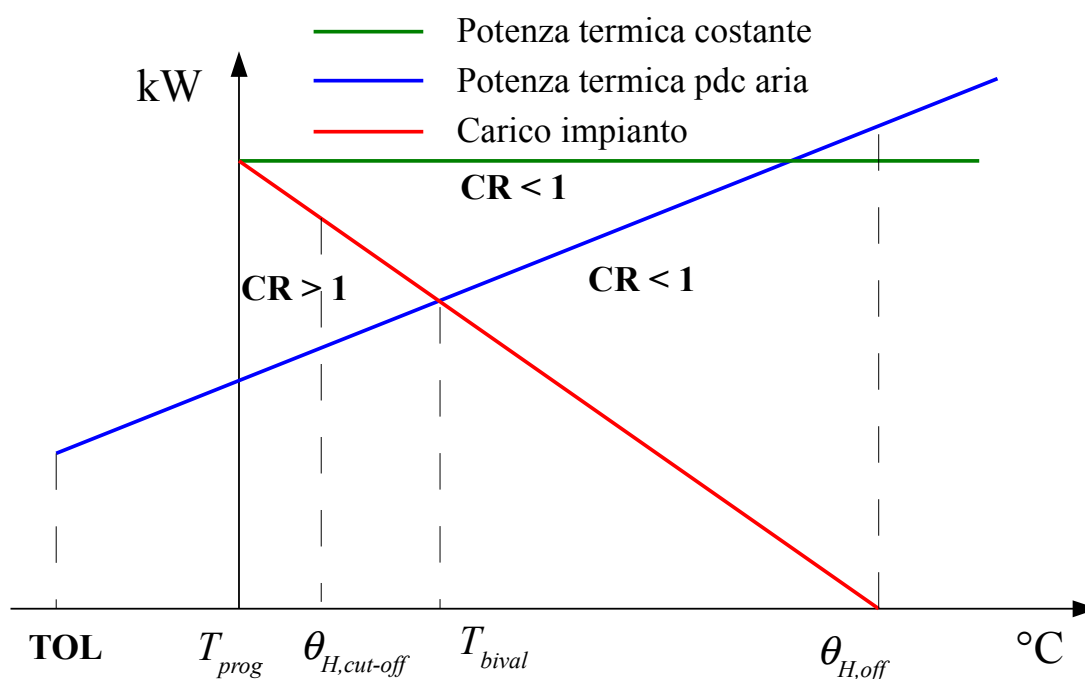
- Ⓐ la pompa copre tutto il carico termico
- Ⓑ copre solo parzialmente il carico, integrazione mediante resistenza elettrica o altro generatore integrato
- Ⓒ inserita in un impianto dove è previsto la presenza di un generatore aggiuntivo

La pompa nei casi B e C funziona in modalità bivalente, la temperatura alla quale $CR = 1$ è chiamata *temperatura bivalente*

Funzionamento alla temperatura bivalente

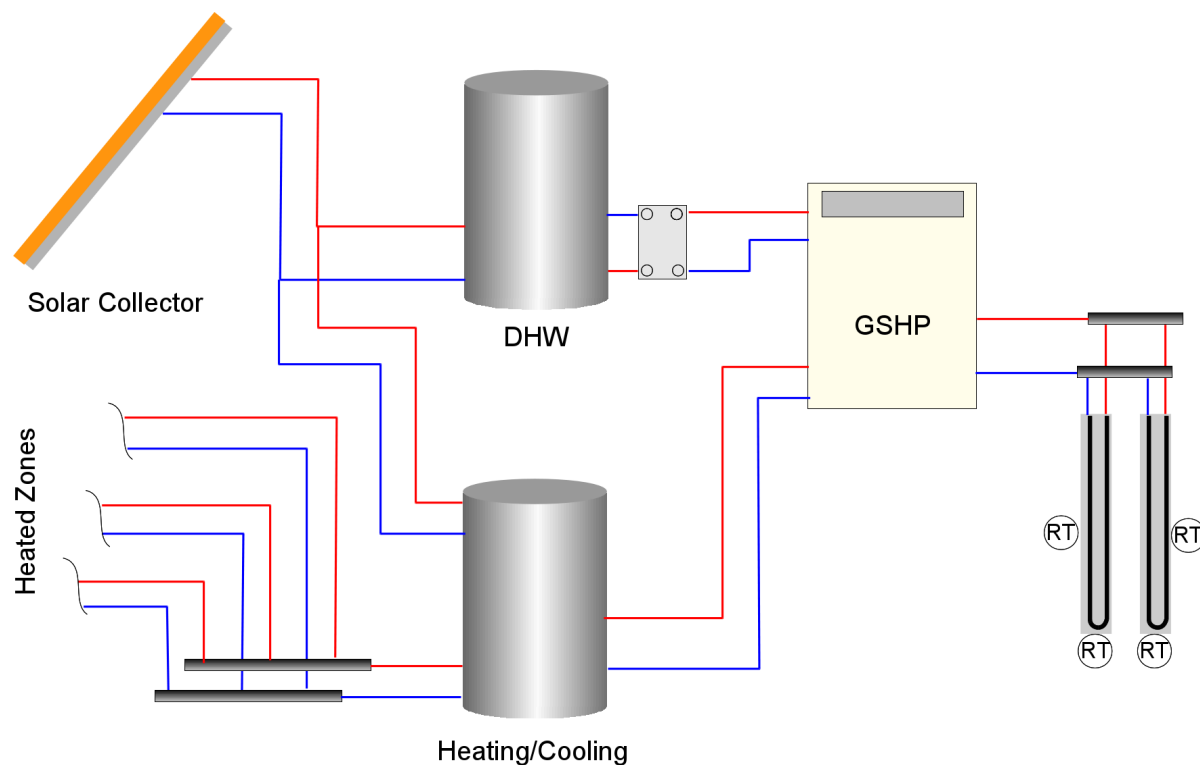
- 1 funzionamento alternato: la pompa di calore viene disattivata al raggiungimento della temperatura bivalente e viene attivato il generatore di integrazione che fornisce tutta la potenza termica fino al carico di progetto;
- 2 funzionamento parallelo: la pompa di calore non viene disattivata al raggiungimento della temperatura bivalente e viene attivato il generatore di integrazione che fornisce la quota residua di potenza termica;
- 3 funzionamento parzialmente parallelo: la pompa di calore non viene disattivata al raggiungimento della temperatura bivalente e per temperature maggiori viene attivato il generatore di integrazione che deve fornire la potenza residua. Alla temperatura $\theta_{H,cut-off,min}$ la pompa di calore viene disattivata e tutta la potenza termica richiesta deve essere fornita dal generatore di integrazione.

Funzionamento Pompa di Calore



Schema PDC Geotermica

edificio realizzato a Trieste



Schema PDC Geotermica

edificio realizzato a Trieste



tipologia di produzione

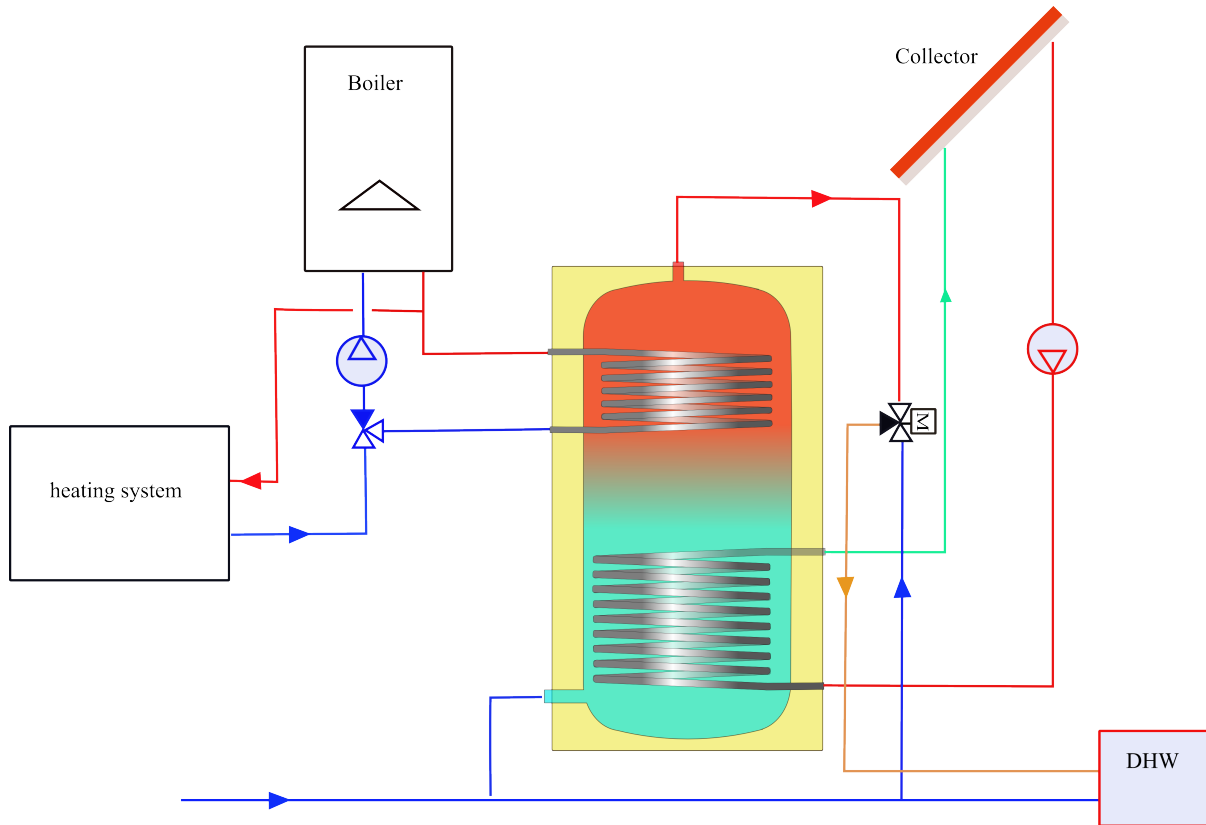
- 1 scalda-acqua autonomi di tipo istantaneo o accumulo
- 2 Impianto centralizzato di produzione di acqua calda sanitaria, generatore dedicato
- 3 impianto autonomo con generatore combinato per riscaldamento e produzione istantanea ACS
- 4 impianto autonomo con generatore combinato per riscaldamento e ACS con accumulo

ACS

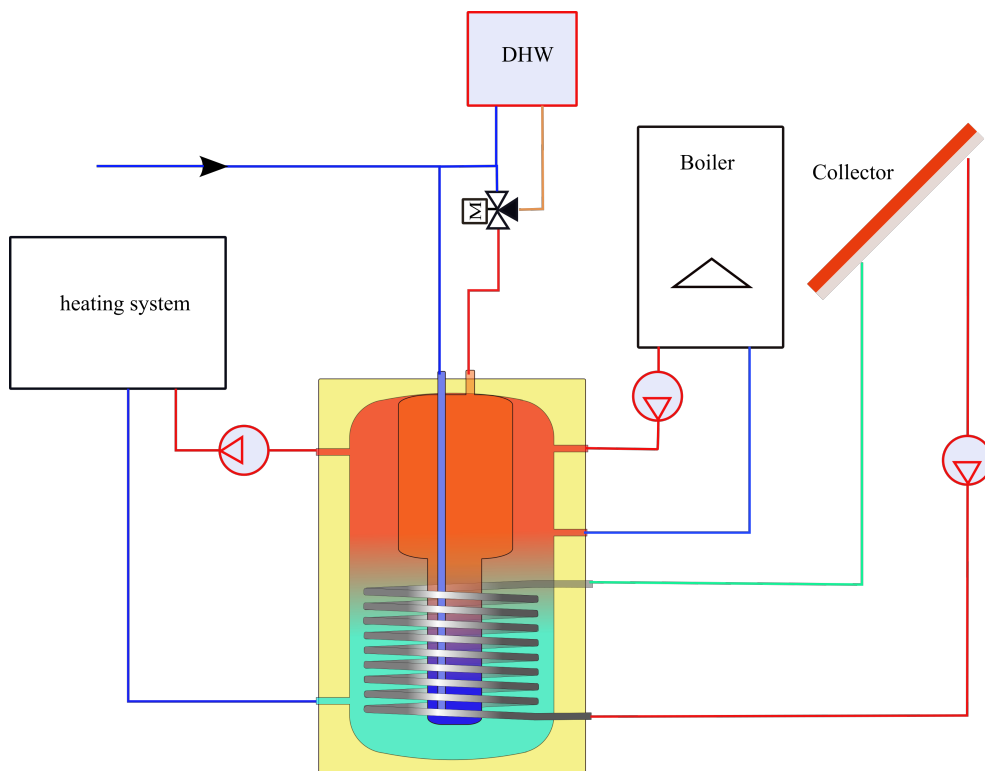
Problematiche

- 1 devo produrre Acqua calda garantendo la sicurezza
- 2 la produzione può essere istantaneo o con accumulo
- 3 nei grandi impianti devo inserire un ricircolo
- 4 Nell'accumulo la temperatura deve essere sufficientemente alta per evitare problemi con la legionella
- 5 posso realizzare impianti con integrazione solare

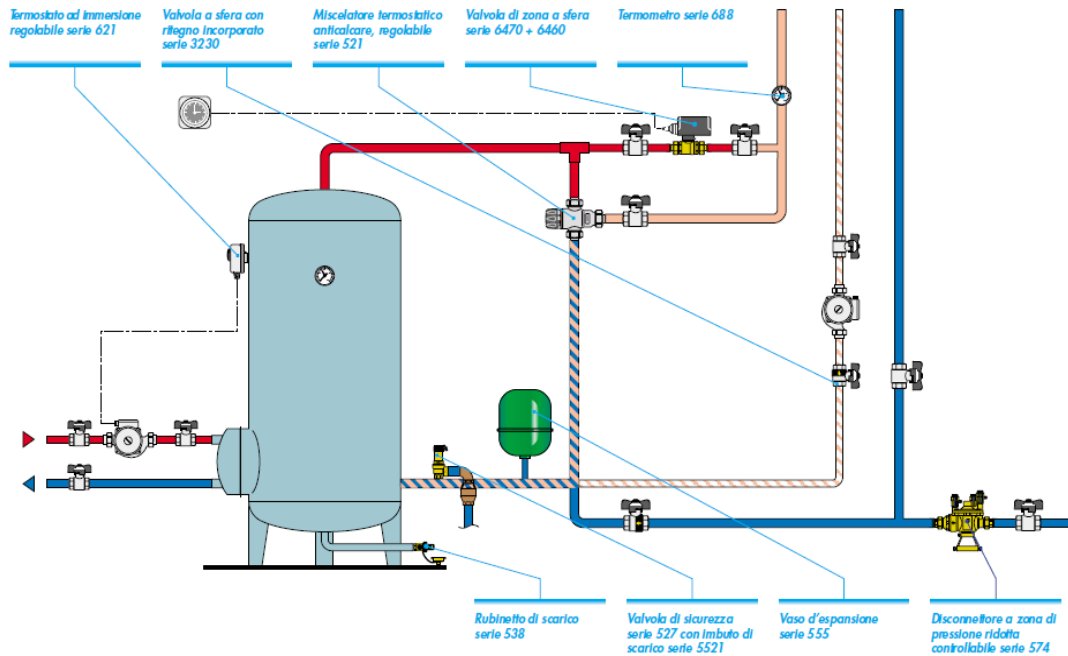
Sistema con integrazione solare



integrazione solare e tank in tank



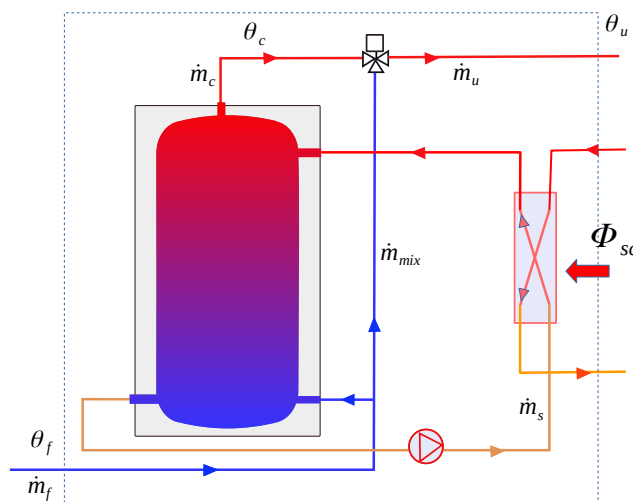
COMPONENTI PER LA REGOLAZIONE E LA DISINFEZIONE TERMICA IN IMPIANTI AD ACCUMULO DI MEDIE DIMENSIONI



da rivista Idraulica n 16

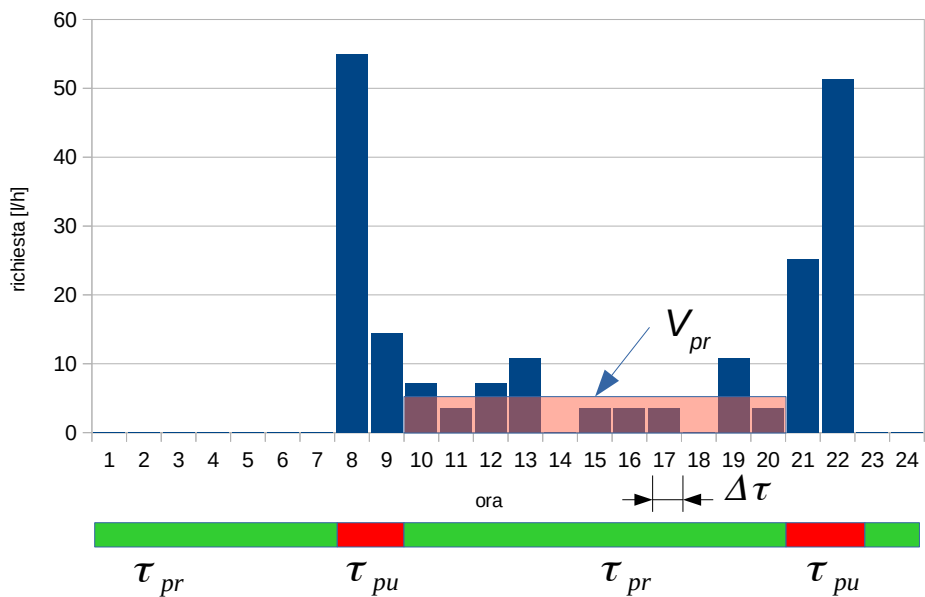
dimensionamento accumulo termico

accumulo con scambiatore esterno



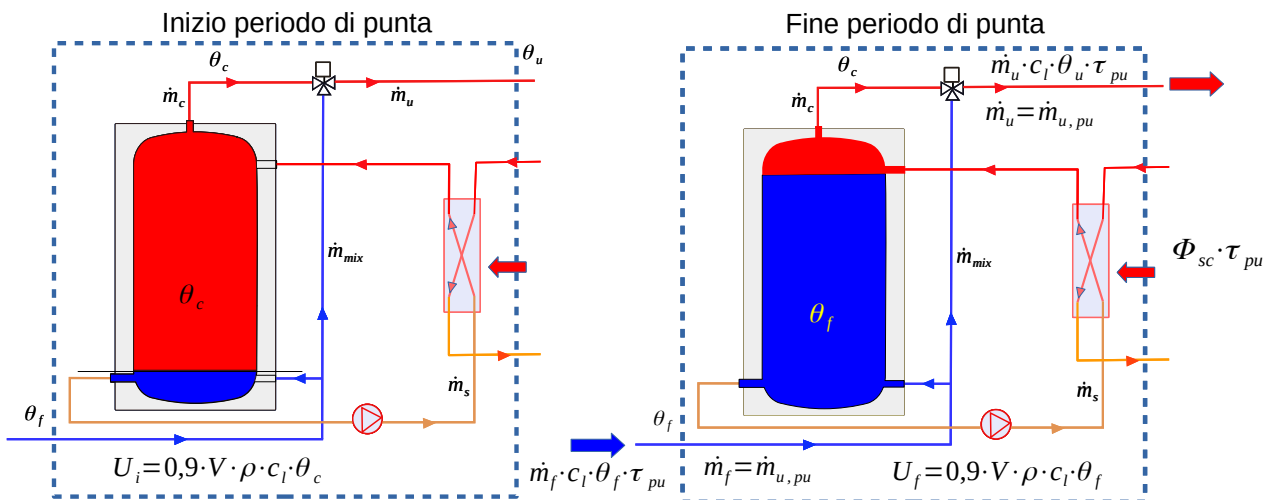
dimensionamento accumulo termico

accumulo con scambiatore esterno



Dimensionamento Accumuli

Fase di scarica



Bilancio termico

$$\dot{m}_u \cdot c_l \cdot \theta_u \cdot \tau_{pu} = \dot{m}_u \cdot c_l \cdot \theta_f \cdot \tau_{pu} + \Phi_{sc} \cdot \tau_{pu} + 0,9 \cdot V \cdot \rho \cdot c_l \cdot (\theta_c - \theta_f)$$

V volume accumulo

\dot{m}_u portata di acqua calda sanitaria utilizzata nel periodo di punta

θ_u la temperatura di utilizzo dell' acqua calda sanitaria

θ_f è la temperatura dell' acqua fredda di reintegro

θ_c è la temperatura di stoccaggio dell' acqua all'interno dell'accumulo

τ_{pr} è il tempo di preriscaldamento

τ_{pu} è il tempo del periodo di massimo consumo o di punta

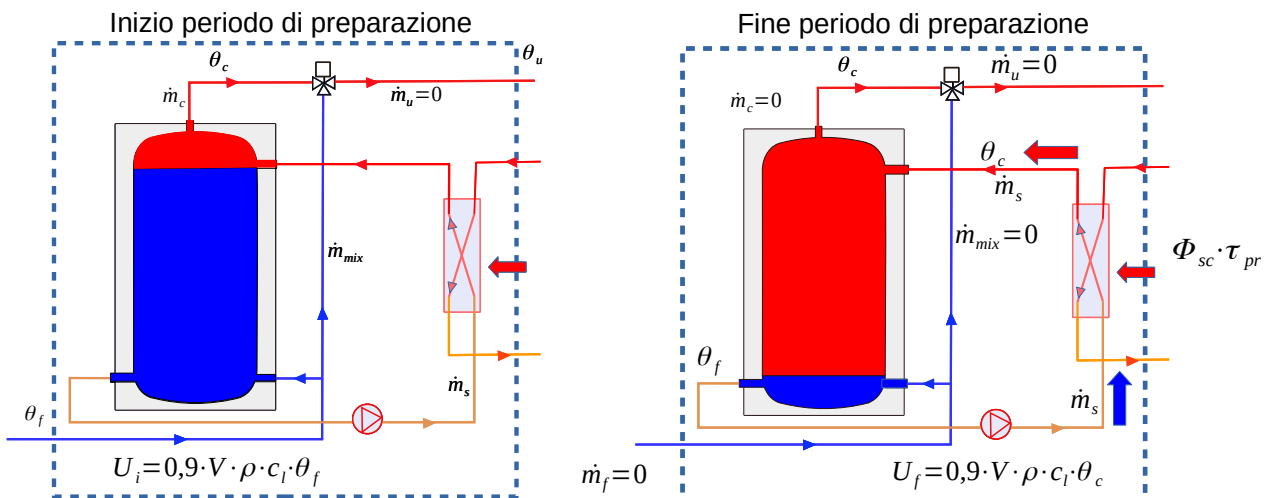
c_l è il calore specifico dell'acqua

ρ è la densità dell'acqua



Dimensionamento Scambiatore

Fase di carica



Dimensionamento scambiatore

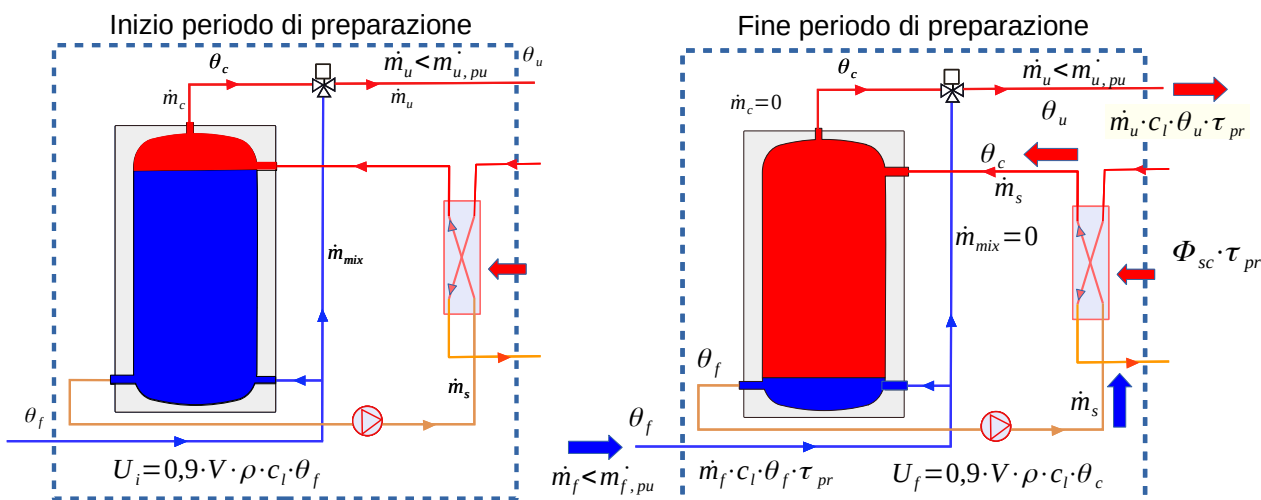
$$\Phi_{sc} = 0,9 \cdot \frac{V \cdot \rho \cdot c_l \cdot (\theta_c - \theta_f)}{\tau_{pr}}$$

Volume accumulato

$$V = \frac{1}{0,9} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \dot{m}_u \cdot \tau_{pu} \cdot \frac{\theta_u - \theta_f}{\theta_c - \theta_f} \cdot \frac{\tau_{pr}}{\tau_{pr} + \tau_{pu}}$$

Dimensionamento Scambiatore

Fase di carica con prelievo



dimensionamento accumulo termico

con prelievo durante la carica

Dimensionamento scambiatore

$$\Phi_{sc} = 0,9 \cdot \frac{V \cdot \rho \cdot c_l \cdot (\theta_c - \theta_f)}{\tau_{pr}} + \bar{\Phi}_{pr}$$

$$\bar{\Phi}_{pr} = \frac{\sum_{\tau_{pr}} \dot{m}_{pr} \cdot \Delta\tau \cdot c_l \cdot (\theta_u - \theta_f)}{\tau_{pr}} = \frac{\rho \cdot V_{pr} \cdot c_l \cdot (\theta_u - \theta_f)}{\tau_{pr}}$$

$\bar{\Phi}$ potenza media richiesta nel periodo di precarica

V_{pr} volume d'acqua prelevato nel periodo di precarica

Volume accumulato

$$V = \frac{1}{0,9} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \dot{m}_u \cdot \tau_{pu} \cdot \frac{\theta_u - \theta_f}{\theta_c - \theta_f} \cdot \frac{\tau_{pr}}{\tau_{pr} + \tau_{pu}} - \frac{\bar{\Phi}_{pr} \cdot \tau_{pu}}{0,9 \cdot \rho \cdot c_l \cdot (t_c - t_f)} \cdot \frac{\tau_{pr}}{\tau_{pr} + \tau_{pu}}$$

