Heating plants

HVAC System design

Marco Manzan

University of Trieste

Department of Engineering and Architecture

April 2025

Air conditioning systems

1. liquid **(water or water with additives)**, are suitable for controlling only the internal temperature and not the humidity; they are sized based on the sensible load, they are usually used for heating and cooling.
   They can be of three different types:
   - radiators (winter use only)
   - fan coils (winter and summer use)
   - radiant panels (winter and sometimes summer use).
2. direct expansion **systems** (winter and summer use and for small and medium powers).
3. all-air **systems**, are suitable for controlling both the temperature and the internal humidity; can be divided in turn
   - single duct
   - double duct
   - constant or variable flow rate
4. Mixed systems **air** and **water**
   - water part controls the temperature
   - air part controls the humidity

Radiators

Classical use for heating, heat exchange by

- radiation about 30 %
- convection about 70 %

The thermal output depends on the difference between the average temperature of the radiator and the ambient air

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

c is a typical coefficient of the radiator

$n = 4/3$ for convection in turbulent regime

$\Delta\theta_a$ average temperature difference between the radiator and ambient air:

heat output change with temperature

The difference between the average temperature of the radiator and the air can be expressed as:

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

θ_m inlet temperature

θ_r outlet temperature

according to UNI EN 442 the heat flux is calculated in nominal conditions with $\Delta\theta_a = \Delta\theta_n$ with $\theta_{aria} = 20°$:

$$\left.\begin{array}{r} \theta_m = 85°C \\ \theta_r = 75°C \end{array}\right\} \quad \Longrightarrow \quad \Delta\theta_n = 60 \text{ K}$$

$$\left.\begin{array}{r} \theta_m = 75°C \\ \theta_r = 65°C \end{array}\right\} \quad \Longrightarrow \quad \Delta\theta_n = 50 \text{ K}$$

heat power change with temperature

temperature different from the nominal one

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

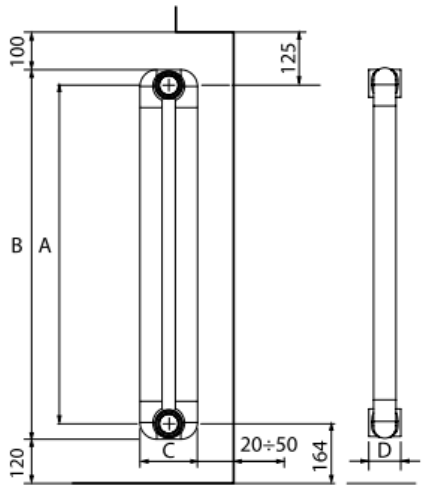
$$\Phi(\Delta\theta_a) = c(\Delta\theta_a)^n = \Phi_n \left(\frac{\Delta\theta_a}{\Delta\theta_n}\right)^n$$

Example of ta technical information sheet

exampla taken from a technical sheet by FONDITAL

TRIBECA

Standard supply	235 - 335 - 350 - 435 500 - 535 - 600	from 4 to 20 elements
	685 - 700 - 800 - 835	from 4 to 16 elements
	900 - 935 - 1000 - 1135 1200 - 1400 - 1435 1600 - 1735 - 1935	from 4 to 9 elements
	1800 - 2000	from 4 to 12 elements
Colours	see colours table	
Maximum working pressure	16 bar	
Test pressure	24 bar	
Aleternum treatment	Supplied as standard	



MEASURES EXPRESSED IN MILLIMETRES

Model	Heat output					
	ΔT 20	ΔT 30	ΔT 40	ΔT 50	ΔT 60	ΔT 70
	W/sect.	W/sect.	W/sect.	W/sect.	W/sect.	W/sect.
235	9,6	16,0	23,1	30,6	38,6	46,9
335	12,5	21,1	30,5	40,5	51,1	62,3
350	13,0	21,8	31,5	41,9	52,9	64,4
435	15,2	25,6	37,1	49,4	62,5	76,1
500	16,9	28,5	41,3	55,1	69,7	85,0
535	17,8	30,1	43,6	58,2	73,6	89,8
600	19,5	32,9	47,8	63,8	80,8	98,6
685	21,6	36,6	53,3	71,2	90,2	110,2
700	22,0	37,3	54,2	72,5	91,8	112,2
800	24,5	41,6	60,6	81,1	102,8	125,8
835	25,4	43,1	62,8	84,1	106,7	130,5
900	27,0	45,9	67,0	89,7	113,9	139,3

Model	Heat output					
	ΔT 20	ΔT 30	ΔT 40	ΔT 50	ΔT 60	ΔT 70
	W/sect.	W/sect.	W/sect.	W/sect.	W/sect.	W/sect.
935	27,9	47,5	69,2	92,7	117,7	144,0
1000	29,6	50,3	73,4	98,3	124,9	152,8
1135	33,0	56,2	82,0	110,0	139,8	171,2
1200	34,6	59,9	87,5	115,7	149,3	182,8
1400	39,7	67,9	99,2	133,3	169,6	207,9
1435	40,7	69,5	101,6	136,4	173,5	212,7
1600	45,1	77,1	112,6	151,2	192,3	235,6
1735	48,9	83,4	121,8	163,4	207,8	254,6
1800	50,7	86,4	126,3	169,4	215,4	263,9
1935	54,5	92,9	135,7	181,9	231,3	283,3
2000	56,4	96,1	140,2	188,1	239,0	292,7

https://www.fondital.com/downloads/5401/4480/CTC-GAMMA-RADIATORI-EN-EN.pdf

Mass water flow

After sizing the radiator the required water flow can be computed

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

con

$\dot{m}$ mass water flow(water or additivate water).

c specific heat capacity (4,187 kJ/kgK for water)

$\Delta\theta$ inlet and outlet temperature difference $\Delta\theta_{mr} = \theta_m - \theta_r$.

water mass flow

Once computed the mass flow the piping can be sized using specified velocities which depend on:

- pressur losses
- noise
- corrosion
- air

recommended water velocity

Recommended velocity (m/s) for hot and chilled water networks			
	pipes main	pipes secondary	branches to heating bodies
steel pipes	1.5 - 2.5	0.5 - 1.5	0.2 - 0.7
copper pipes	0.9 - 1.2	0.5 - 0.9	0.2 - 0.5
pipes plastic	1.5 - 2.5	0.5 - 1.5	0.2 - 0.7

Types of fluid flow

laminar flow

- it is a regular flow
- occours for low velocities
- the pressure drops or loss head is low
- reduced heat exchange

turbulent flow

- high velocities
- chaotic motion
- high pressure drops and strong heat exchange

dimensionless groups

Reynolds number

- heat exchanges and pressure drops are computed using correlations
- Re fundamental parameter for calculating flow type
- ratio between inertial forces and viscous forces
- for each geometry determines whether the motion is *laminar* or *turbulent*

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot \cancel{L^2} \cdot \cancel{\mu}}{\mu \cdot \cancel{\mu}/L \cdot \cancel{L^2}} = \frac{\rho \cdot u \cdot L}{\mu}$$

- u speed
- ρ density
- μ dynamic viscosity $\mathrm{kg/(m\ s)}$

- laminar flow $Re < 2000$ in round ducts and pipes.
- transition $2000 \leq Re < 4000$
- turbulent $4000 \leq Re$

Steady Flow Energy Equation

relationship between pressure and velocity in a duct

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

- u velocity
- p pressure
- z elevation
- Δp_l lost head

Steady Flow Energy Equation

total pressure

$$P_t = p + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2$$

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

- the pressure difference between inlet and outlet depends on head losses and height difference
- the formula is valid for closed-circuit and open-circuit systems
- for closed-circuit systems the elevation head term disappears
- Δp_l takes into account the losses along the pipe and fittings discontinuities

lost head

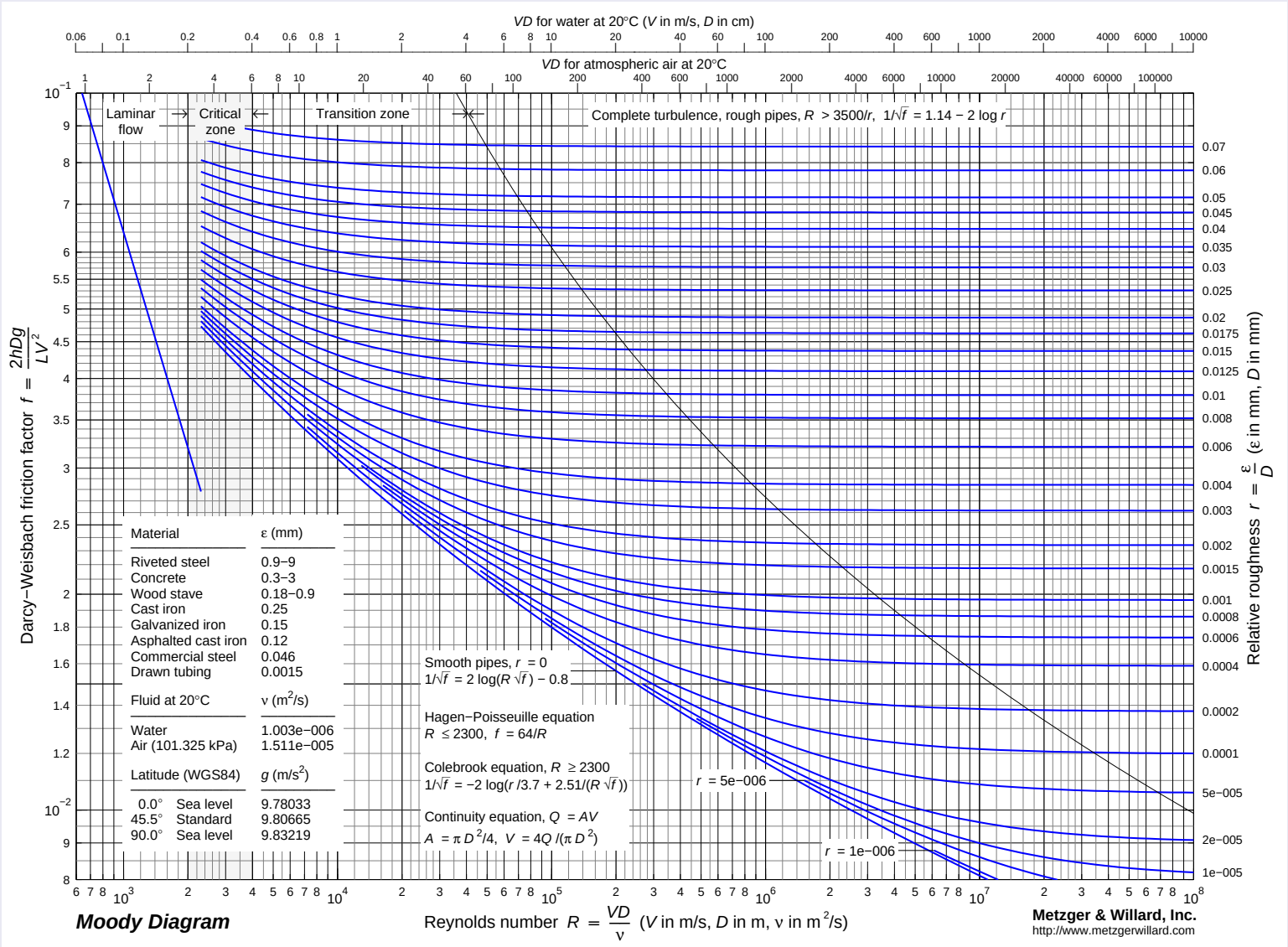
Friction Factor

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

- r [Pa/m] pressure drop per unit length $\frac{\Delta p}{L}$
- L length of the duct
- D diameter of the duct
- ρ density of the fluid
- v velocity of the fluid
- F_a friction factor

- pressure drops are proportional to the square of the velocity of the fluid
- depend on the flow regime, laminar or turbulent
- can be calculated with diagrams or formulas

Moody diagram



f and Re

- laminar flow f is affected mainly by the viscous force of the fluid flow is a function of Re only.

$$f = \frac{64}{Re}$$

- smooth tube $Re > 4000$ surface roughness submerged in laminar sublayer, f decreases vit Re

$$f = \frac{0.316}{Re^{0.25}}$$

- with an increase of Re laminar becomes thinner than roughness. f increases
- if $Re >$ Rouse limit f depends on relative roughness ϵ/D

friction factor

can be obtained with Colebrook equation:

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

dove

k absolute roughness

Re Reynolds number

- implicit formulation
- difficult to be used for computing head loos
- other formulas are available in explicit form

Absolute roughness

bassa rugosità

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

- rame
- materiale plastico

media rugosità

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

- acciaio
- acciaio zincato

rugosi

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

- 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

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

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

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

Formule semplifcate

Quaderni Caleffi

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)

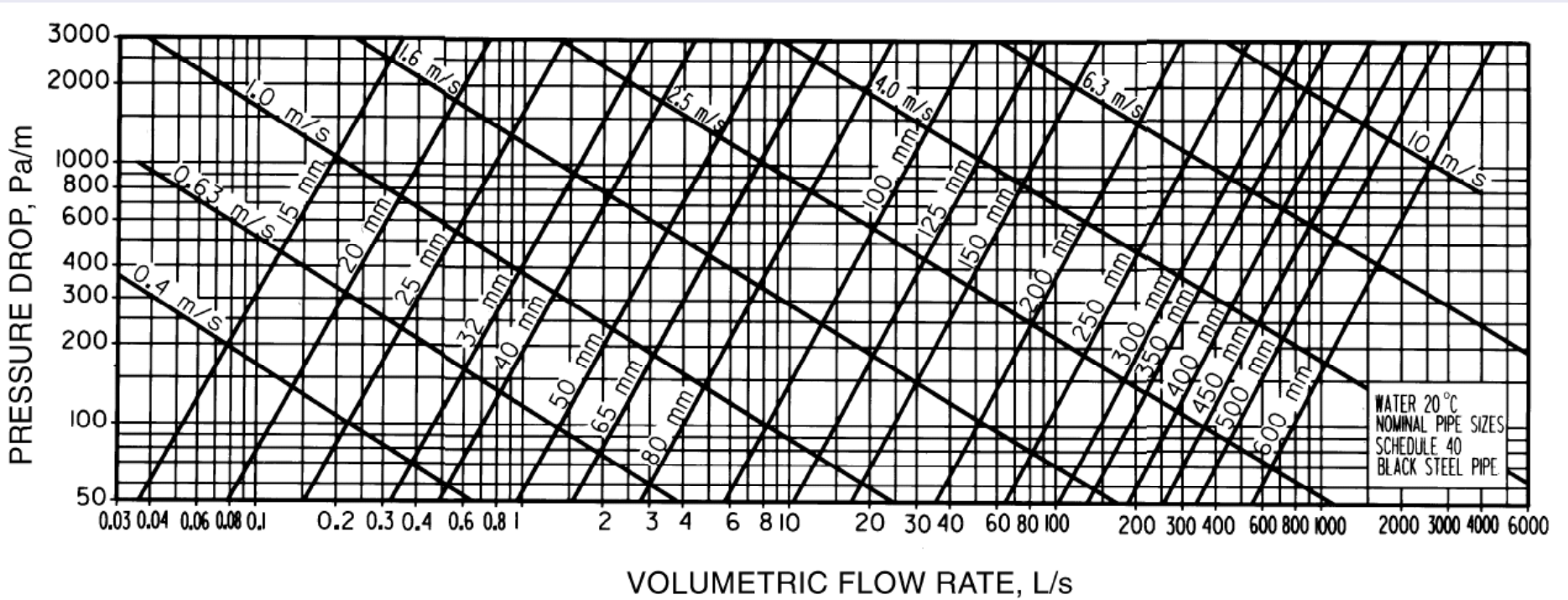
$$F_a = 0,07\ Re^{-0,13}\ D^{-0,14}$$

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

Diagrammi per la scelta dei tubi

fonte ASHRAE

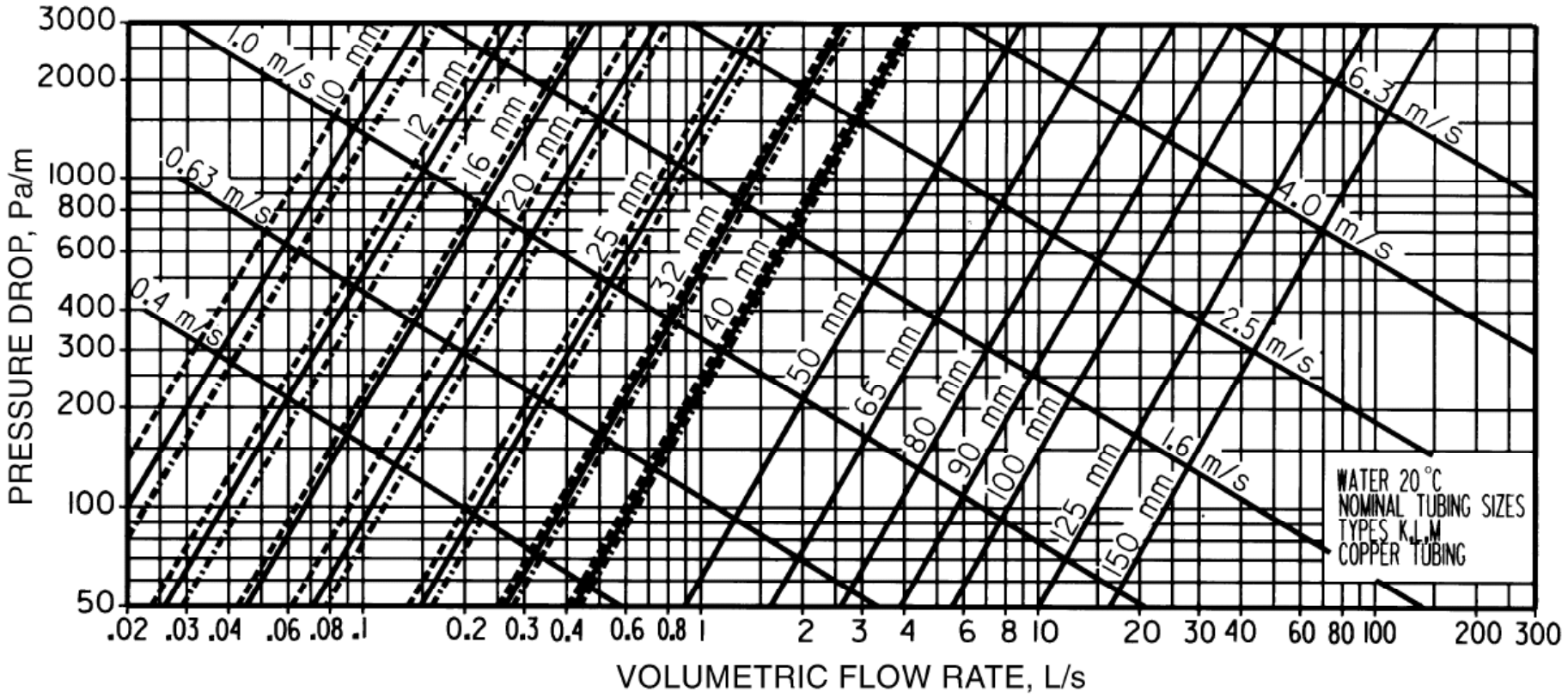
tubi in acciaio



Diagrammi per la scelta dei tubi

fonte ASHRAE

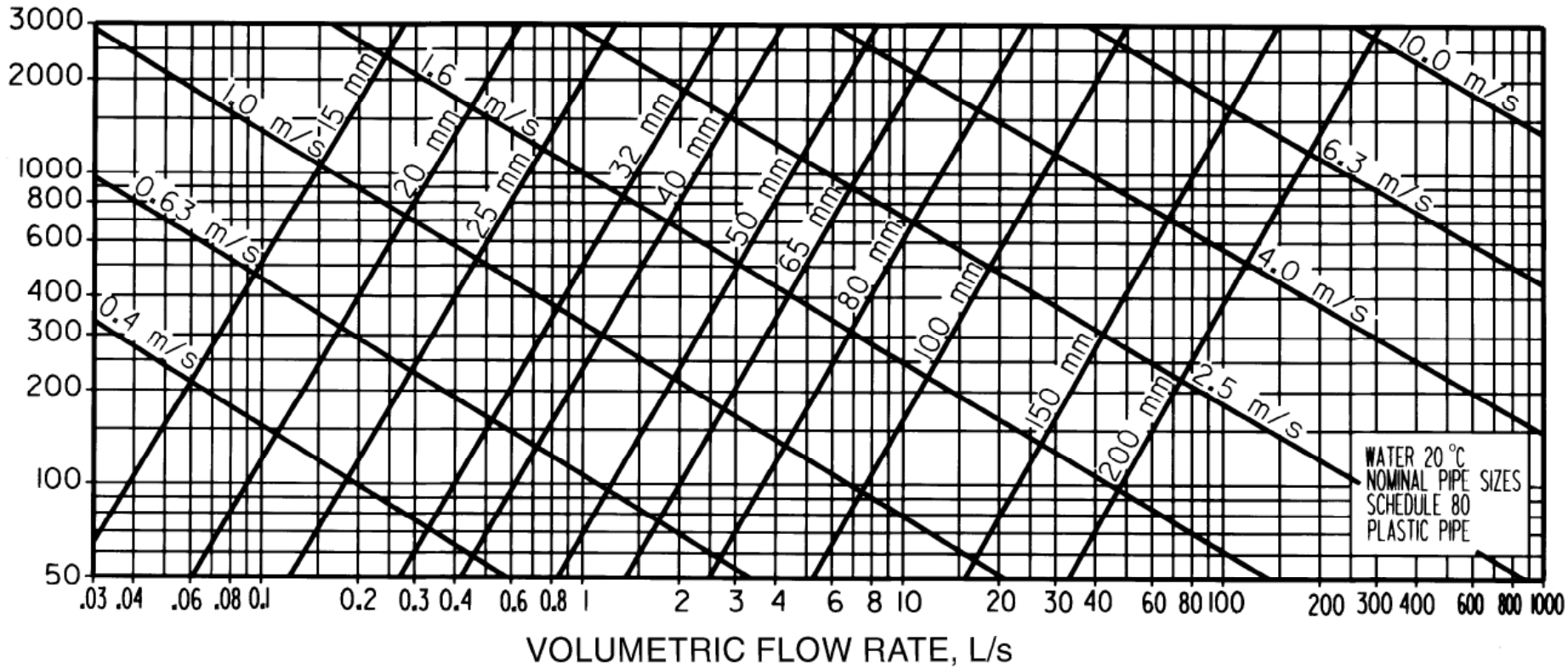
tubi in rame



Diagrammi per la scelta dei tubi

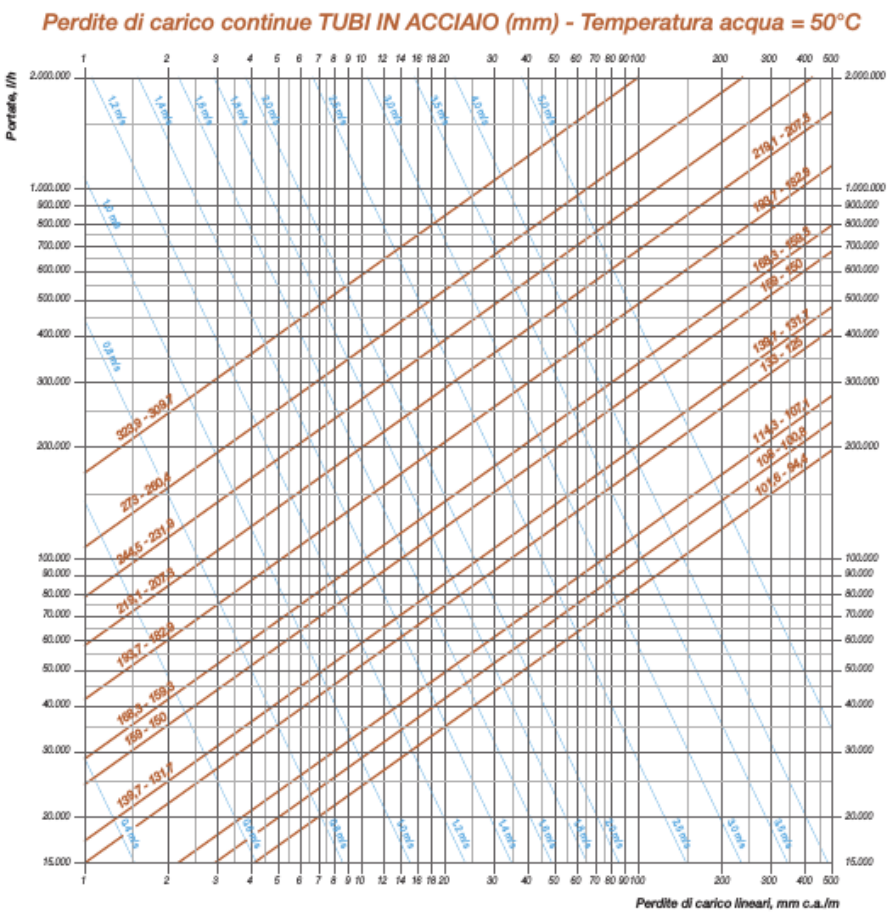
fonte ASHRAE

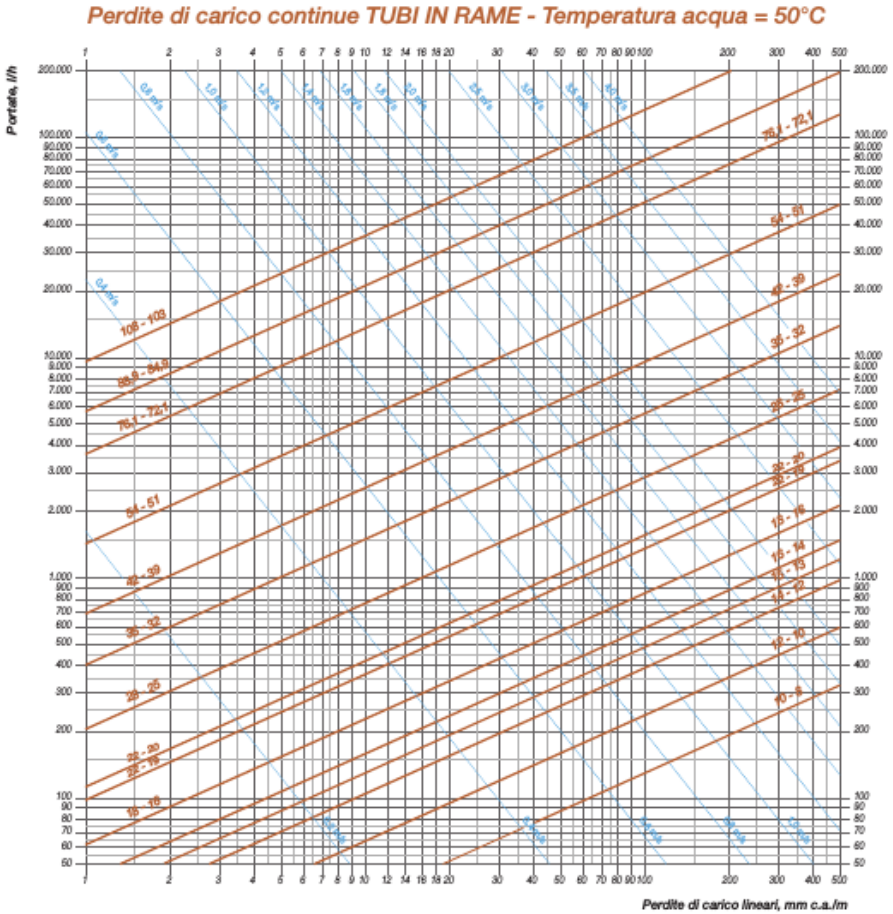
tubi in plastica



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 kv e kv_{001}

metodo diretto

perdita di carico concentrata

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

- ξ coefficiente di perdita localizzata

perdita di carico totale

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

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			
Restringimento		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			

metodo della lunghezza equivalente

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

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

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

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

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

Portate nominali

Coefficiente volumico di portata K_v

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

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

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

K_v portata in $\mathrm{m^3/h}$ ottenuta con $\Delta p = 1\ \mathrm{bar}$.

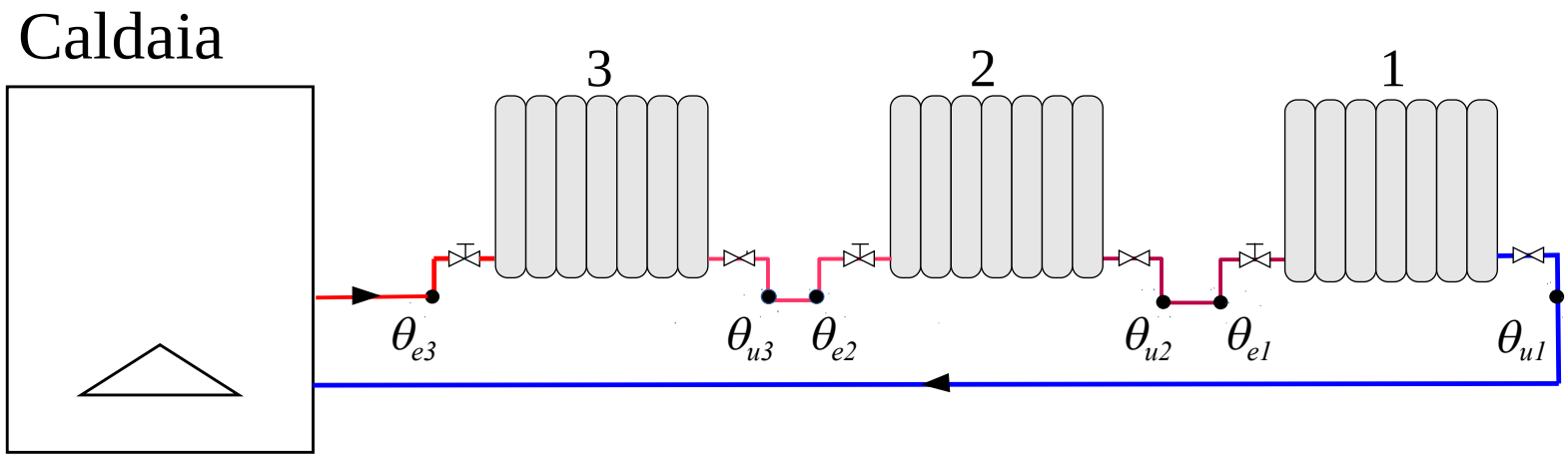
$K_{v0,01}$ portata in $\mathrm{l/h}$ ottenuta con $\Delta p = 0,01\ \mathrm{bar}$.

Tipologie di distribuzione:

Esistono diversi modi di collegare i terminali tra lora 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

$$
\begin{aligned}
\Delta\theta_{a3} &= (\theta_{e3} + \theta_{u3})/2 - \theta_{aria} \\
\Delta\theta_{a2} &= (\theta_{e2} + \theta_{u2})/2 - \theta_{aria} \\
\Delta\theta_{a1} &= (\theta_{e1} + \theta_{u1})/2 - \theta_{aria} \\
\Delta\theta_{a3} &> \Delta\theta_{a2} > \Delta\theta_{a1}
\end{aligned}
$$

distribuzione monotubo

Caratteristiche

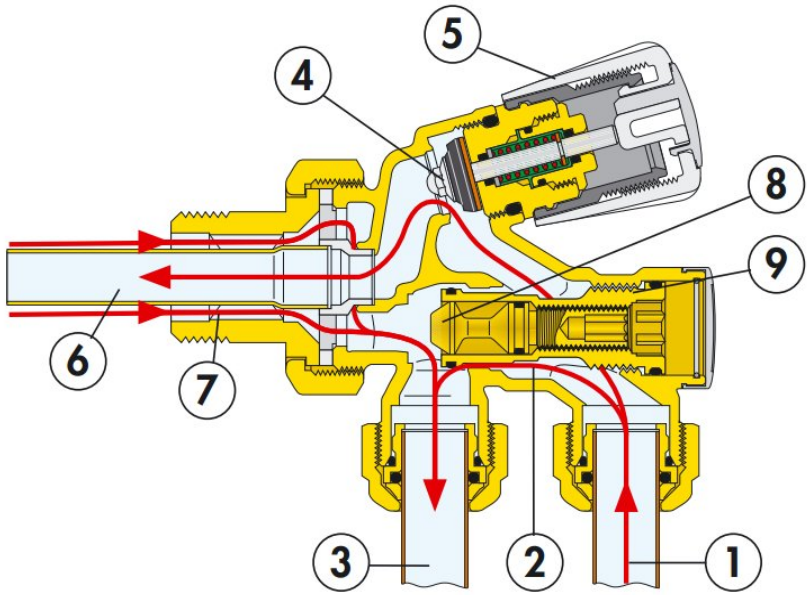
- basso costo di installazione e di tubazioni
- se si chiude un radiatore si blocca il flusso anche agli altri, essendo posti in serie
- utilizzo valvole a quattro vie o by-pass per ogni terminale
- il salto termico avviene in tutto l'anello
- i salti termici medi tra radiatore ed aria dipende dalla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

bypass

- il bypass consente il passaggio del fluido esternamente al terminale
- si realizzano 2 percorsi, attraverso il radiatore o il by-pass

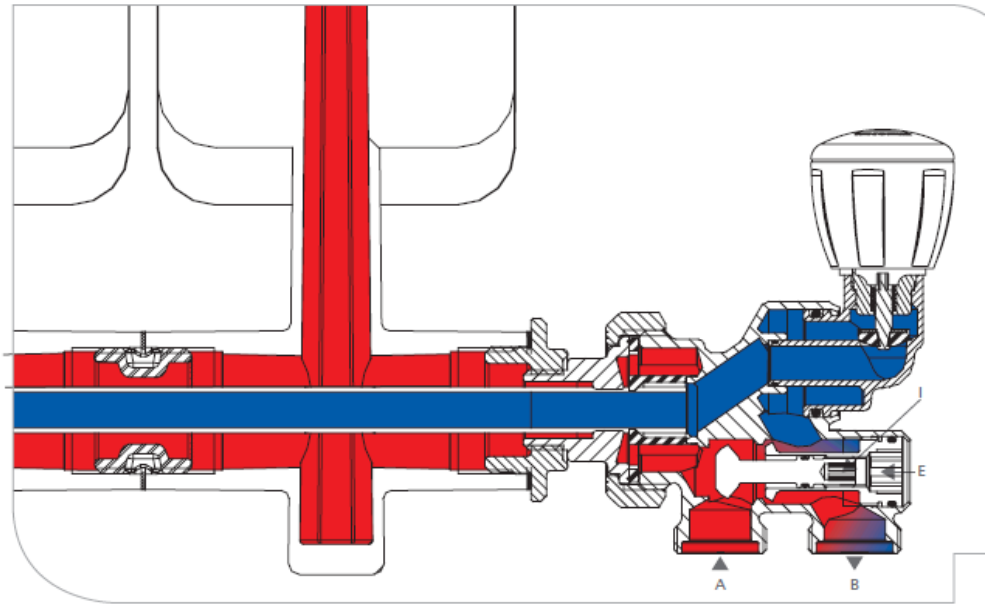
Valvola a 4 vie

- 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.

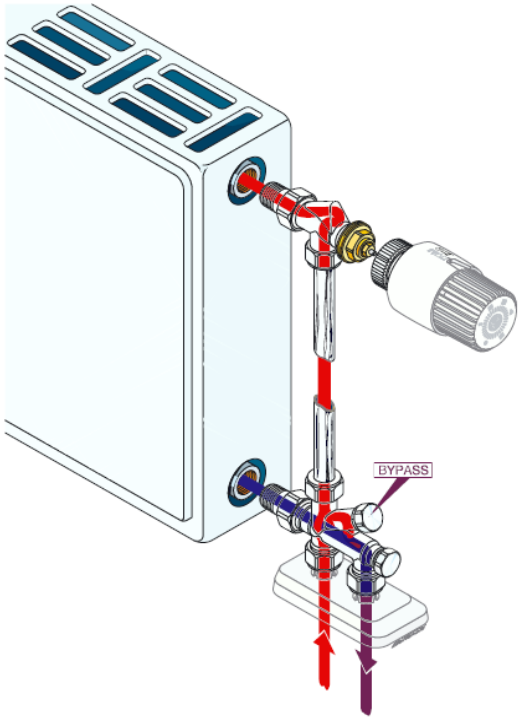


fonte Caleffi

Valvola a 4 vie



fonte Giacomini



fonte IVAR

dimensionamento

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

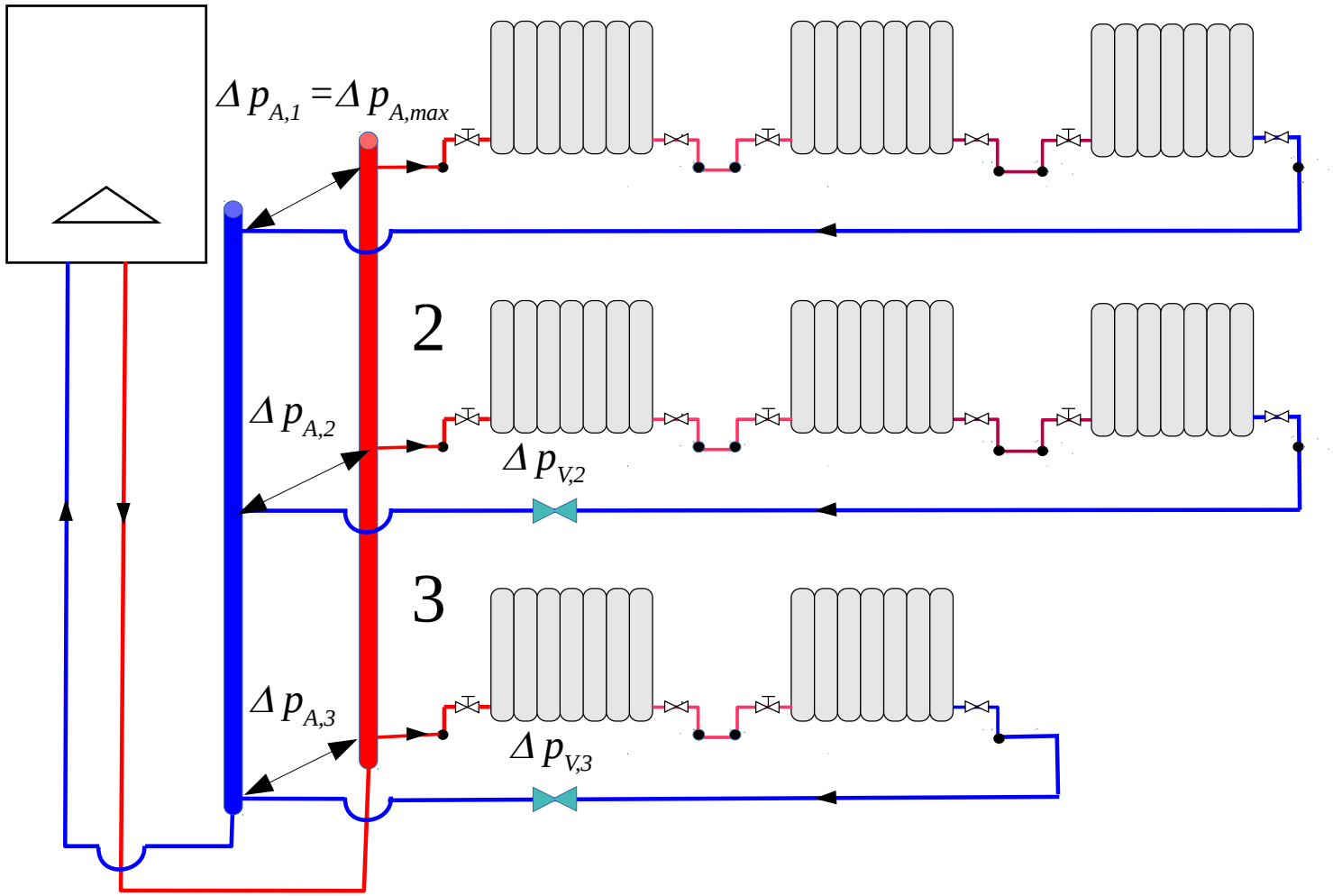
perdita di carico dell'anello

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

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

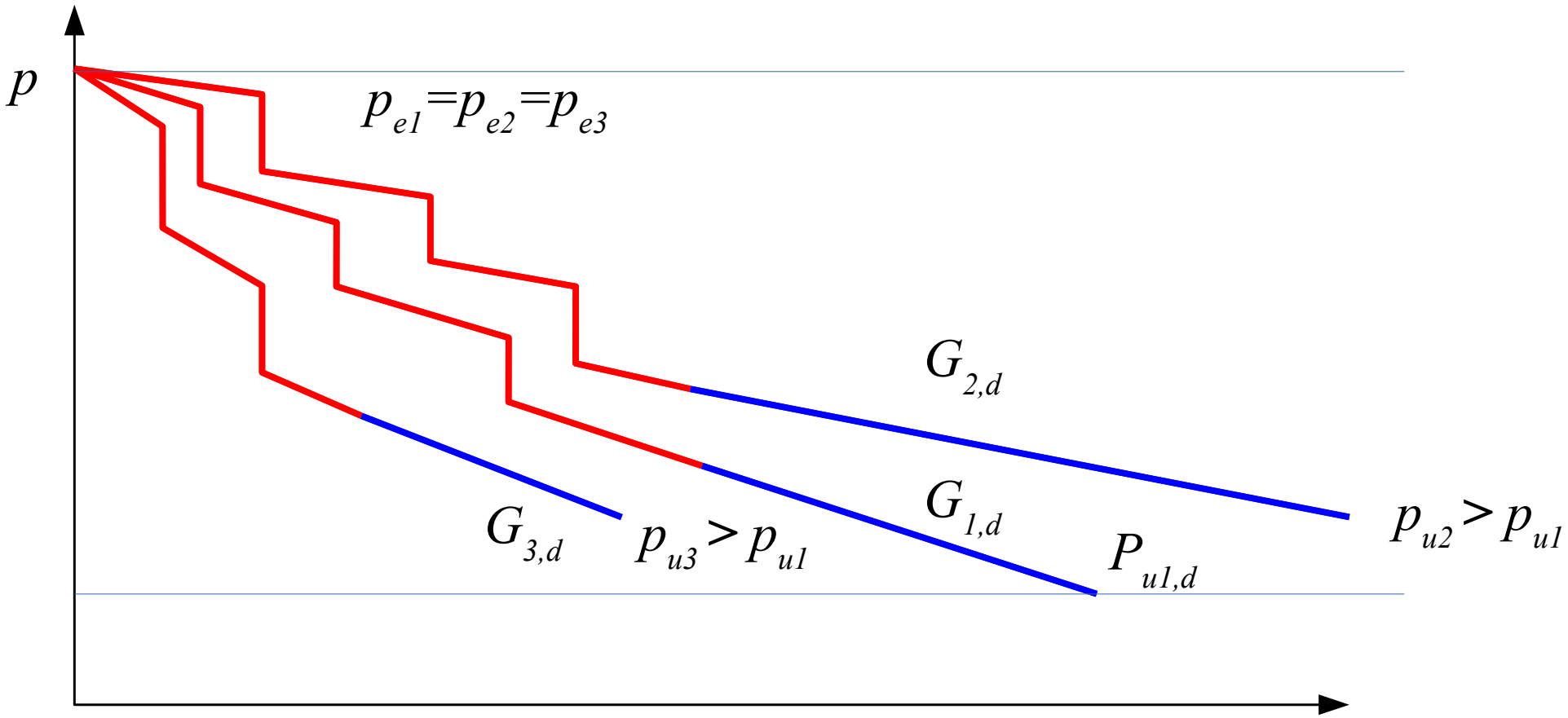
- Δp_A perdita di carico globale sull'anello
- r_A perdita di carico per unità di lunghezza nel tubo principale dell'anello
- L_A Lunghezza del tubo nell'anello.
- Δp_i perdita di carico sul singolo terminale
- ξ_j coefficiente di perdita di carico localizzata
- v_A velocità del fluido nel tubo

distribuzione con più circuiti



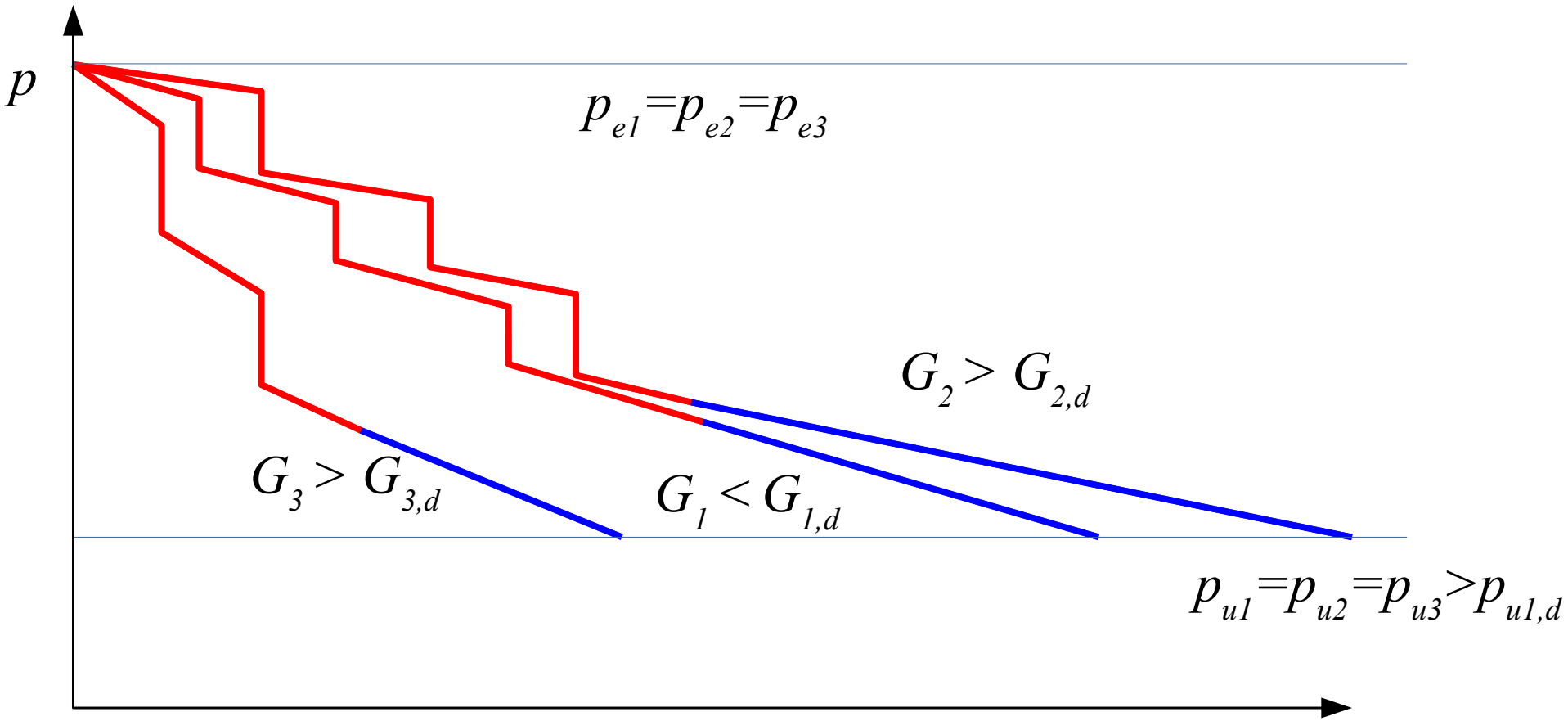
Monotubo anelli in paralelo

Andamento pressione nella situazione di progetto



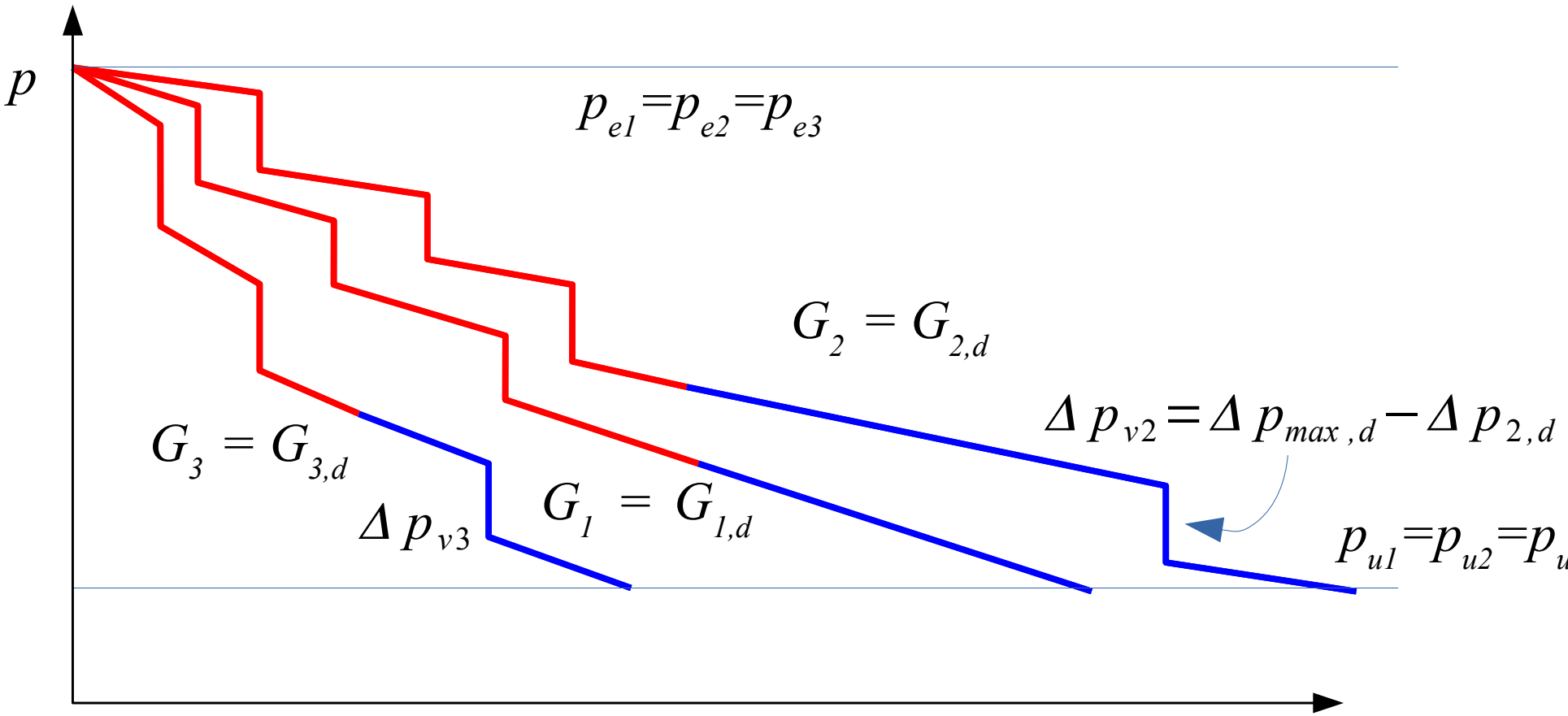
Monotubo anelli in paralelo

Andamento pressione nella situazione di progetto



Monotubo anelli in paralelo

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

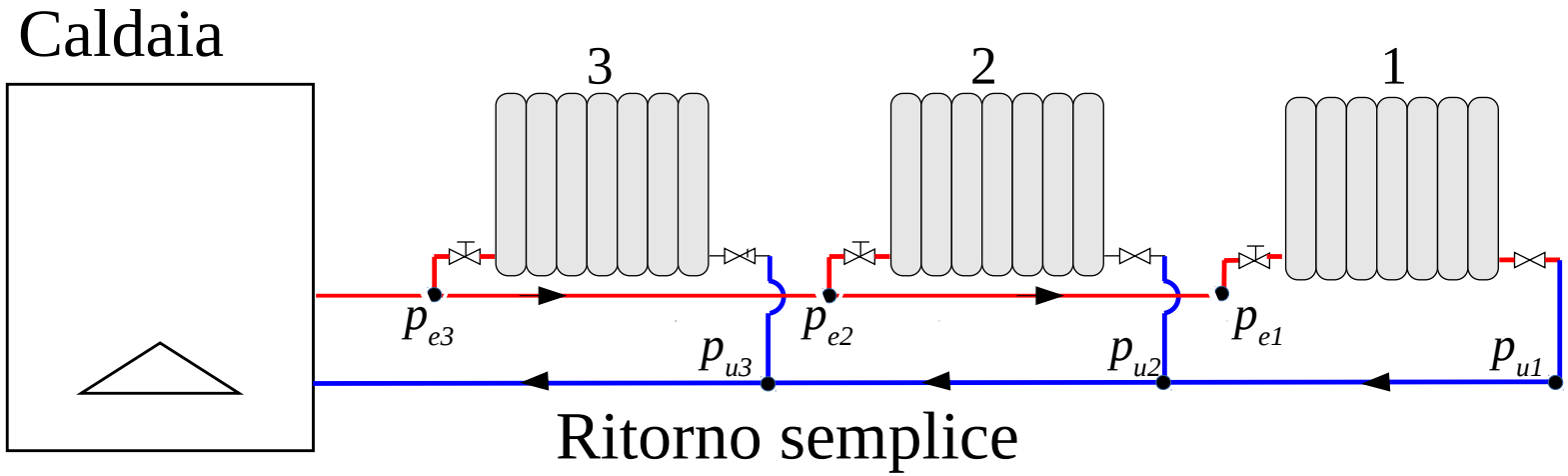
ritorno diretto

- 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

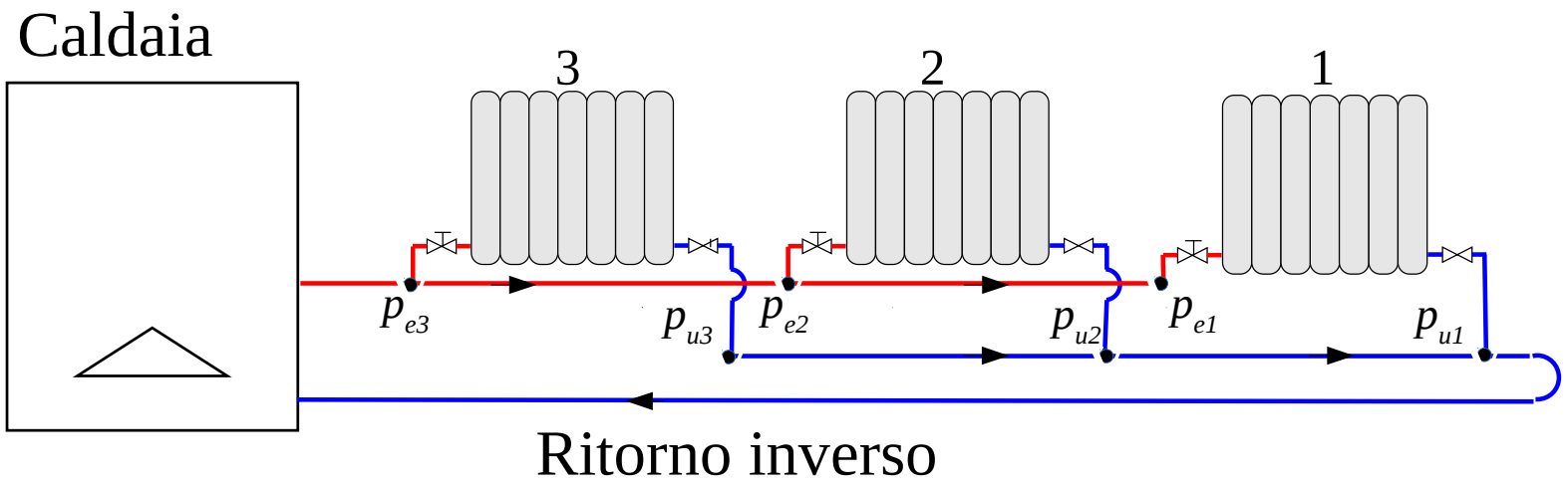


Perdita di carico disponibile

$$p_{e3} > p_{e2} > p_{e1}$$
$$p_{u3} < p_{u2} < p_{u1}$$

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

distribuzione 2 tubi ritorno inverso



Perdita di carico disponibile

$$p_{e3} > p_{e2} > p_{e1}$$
$$p_{u3} > p_{u2} > p_{u1}$$

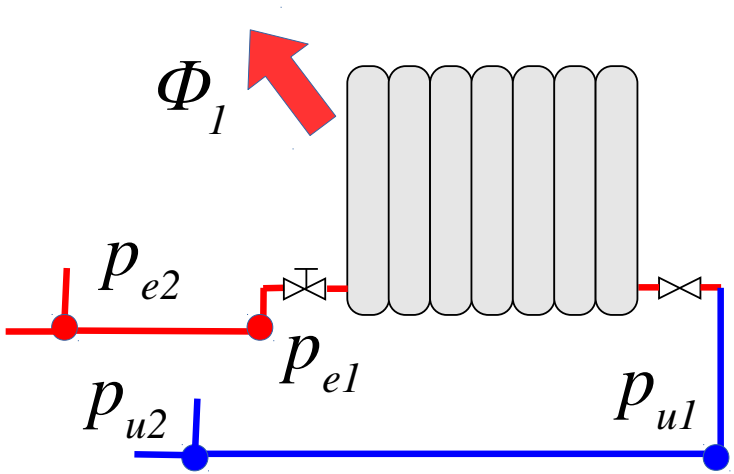
$$\Delta p_3 = (p_{e3} - p_{u3}) \simeq \Delta p_2 = (p_{e2} - p_{u2}) \simeq \Delta p_1 = (p_{e1} - p_{u1})$$

primo terminale

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

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

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



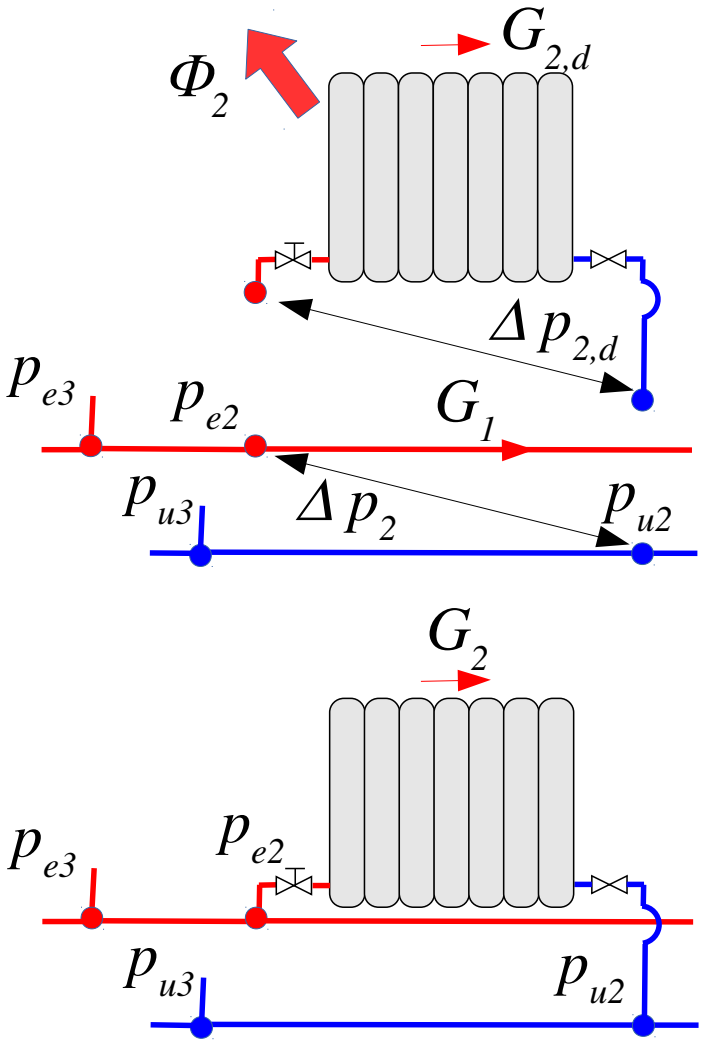
secondo terminale

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 $\Delta p_{v,2}$

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

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

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



terzo terminale

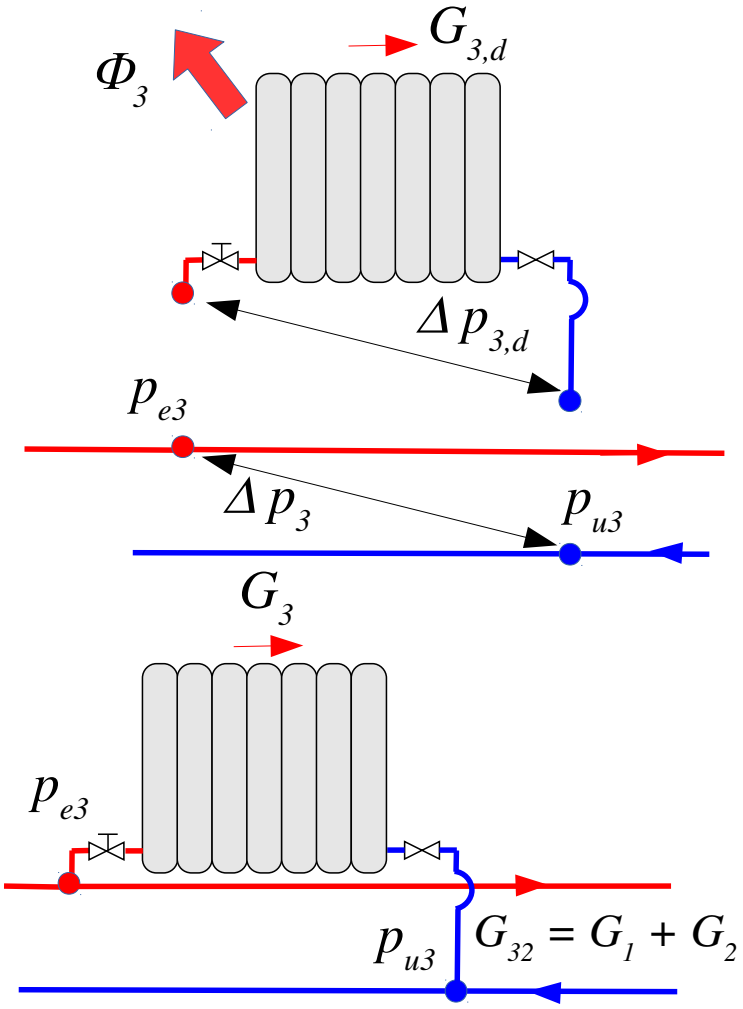
1. si determina la portata come somma delle portate
2. si dimensiona il condotto con le nuove portate calcolando la nuova Δp_3
3. si dimensiona il terminale determinando la differenza di pressione di progetto $\Delta p_{3,d}$
4. si bilancia alla Δp_3 disponibile
5. se la nuova portata è eccessiva si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

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

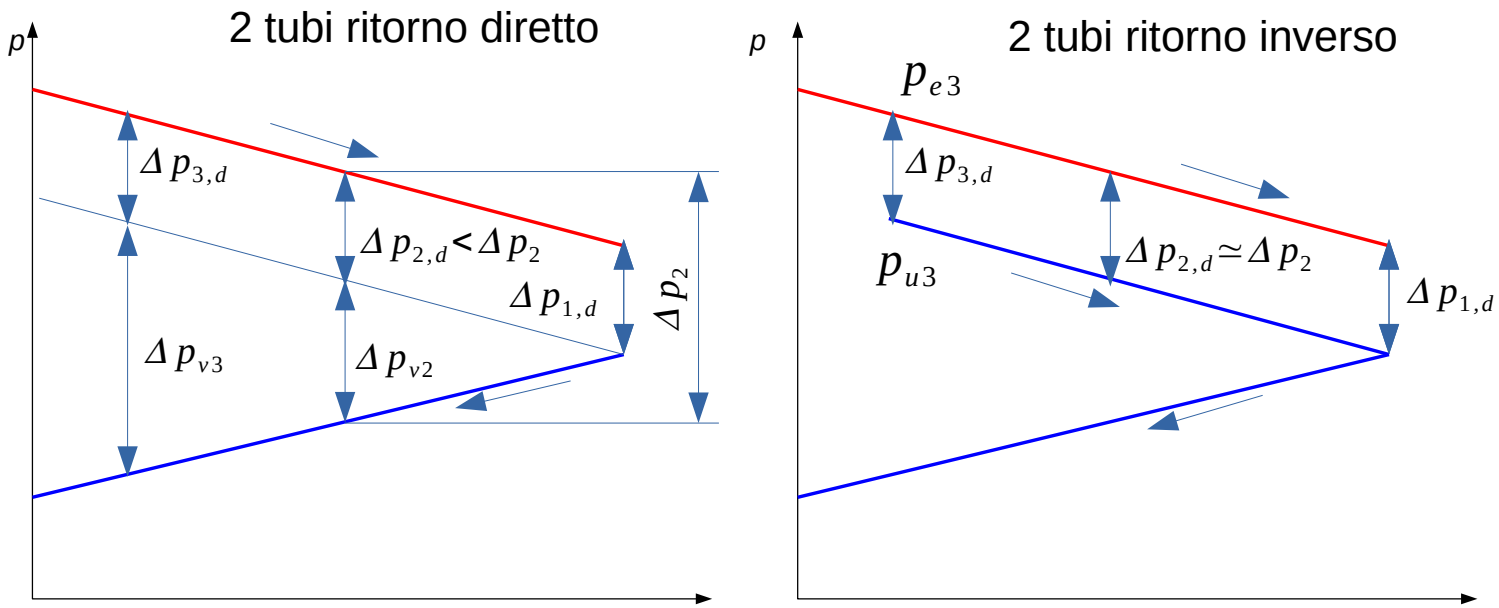
$$\Delta p_3 = \Delta p_2 + r_{32} \cdot L_{32} + \sum_j \xi_{32,j} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_{32}^2$$

$$G_3 = G_{d,3} \cdot \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_{3,2}} \right)^{0.525}$$

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



2 tubi andamento pressioni

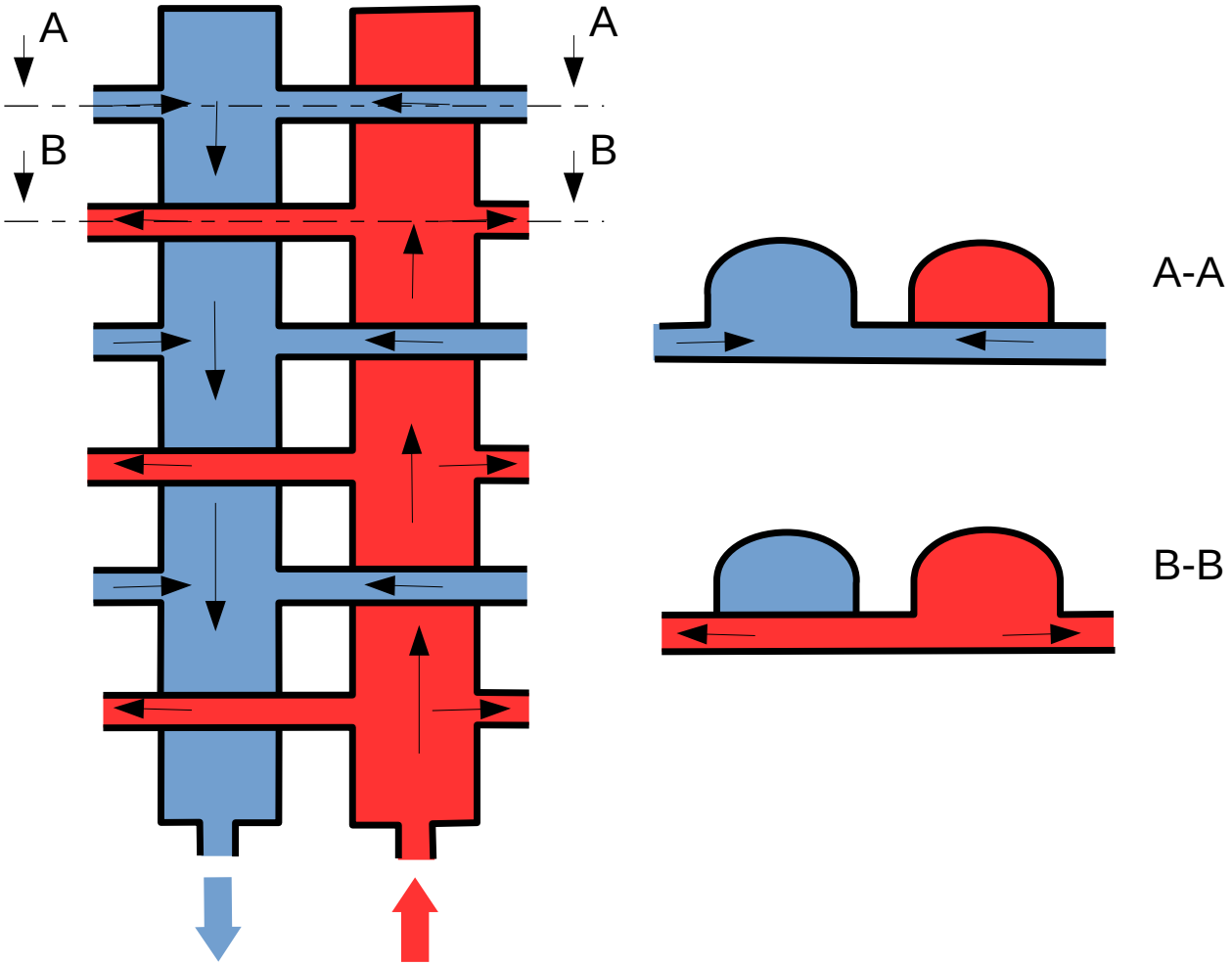


Distribuzione MODUL, o a collettore complanare

Caratteristiche

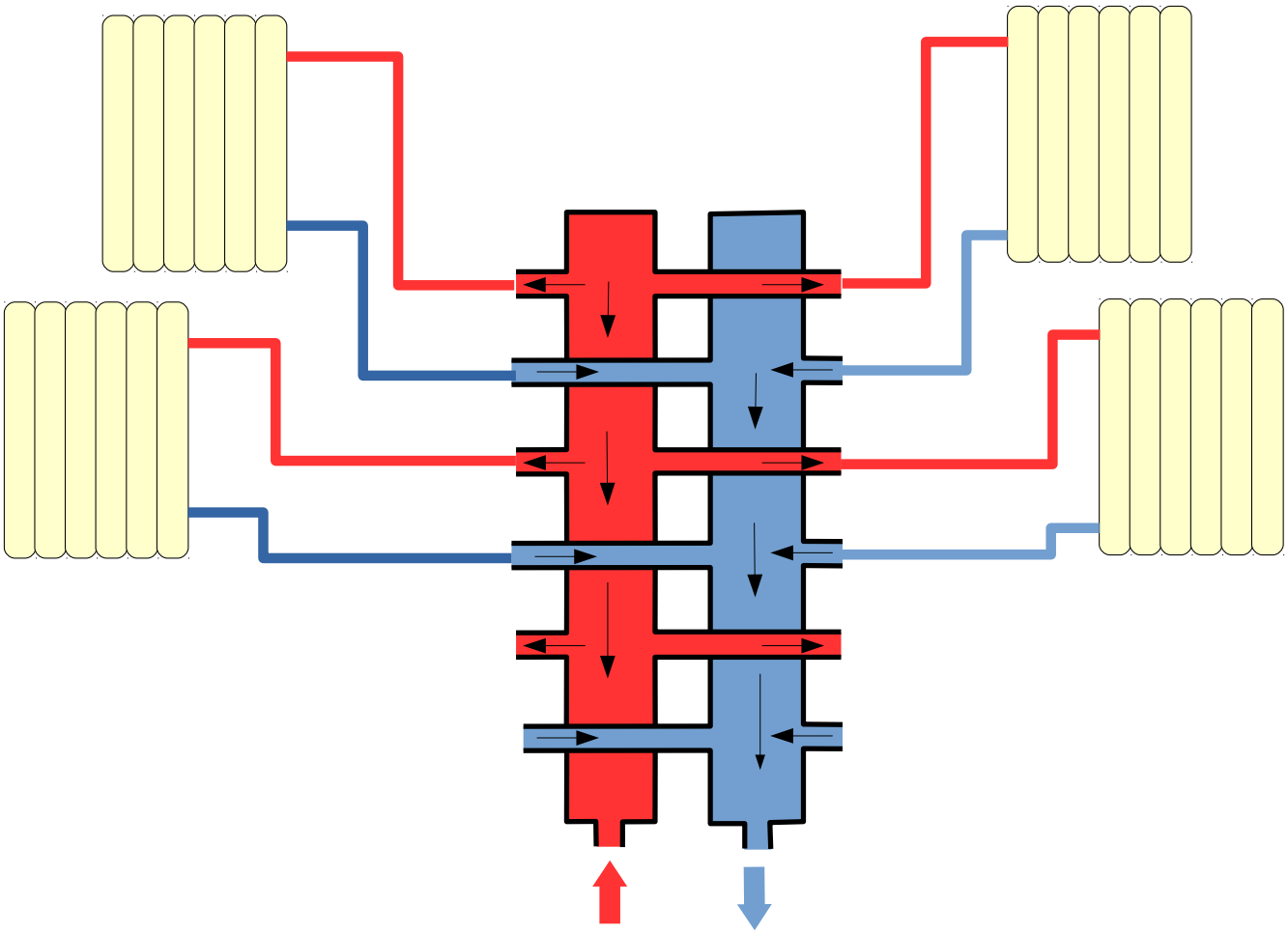
- va molto bene per gli impianti nuovi in edifici di nuova costruzione
- si collegano in parallelo i terminali
- il dimensionamento avviene in modo analogo ai due tubi
- ogni terminale ha una lunghezza equivalente
- il sistema deve essere bilanciato idraulicamente

collettore Complanare



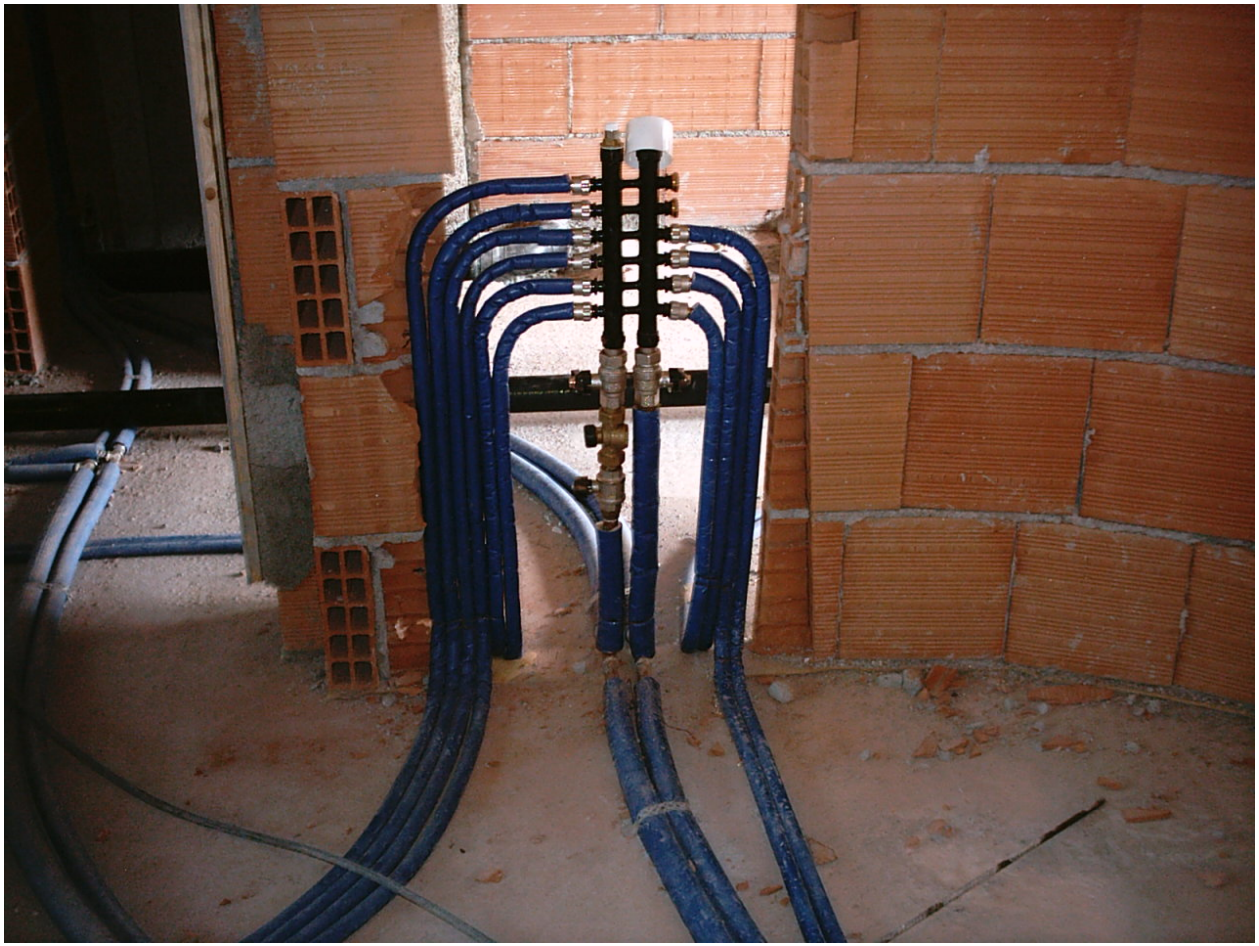
Collettore Complanare

Impianto

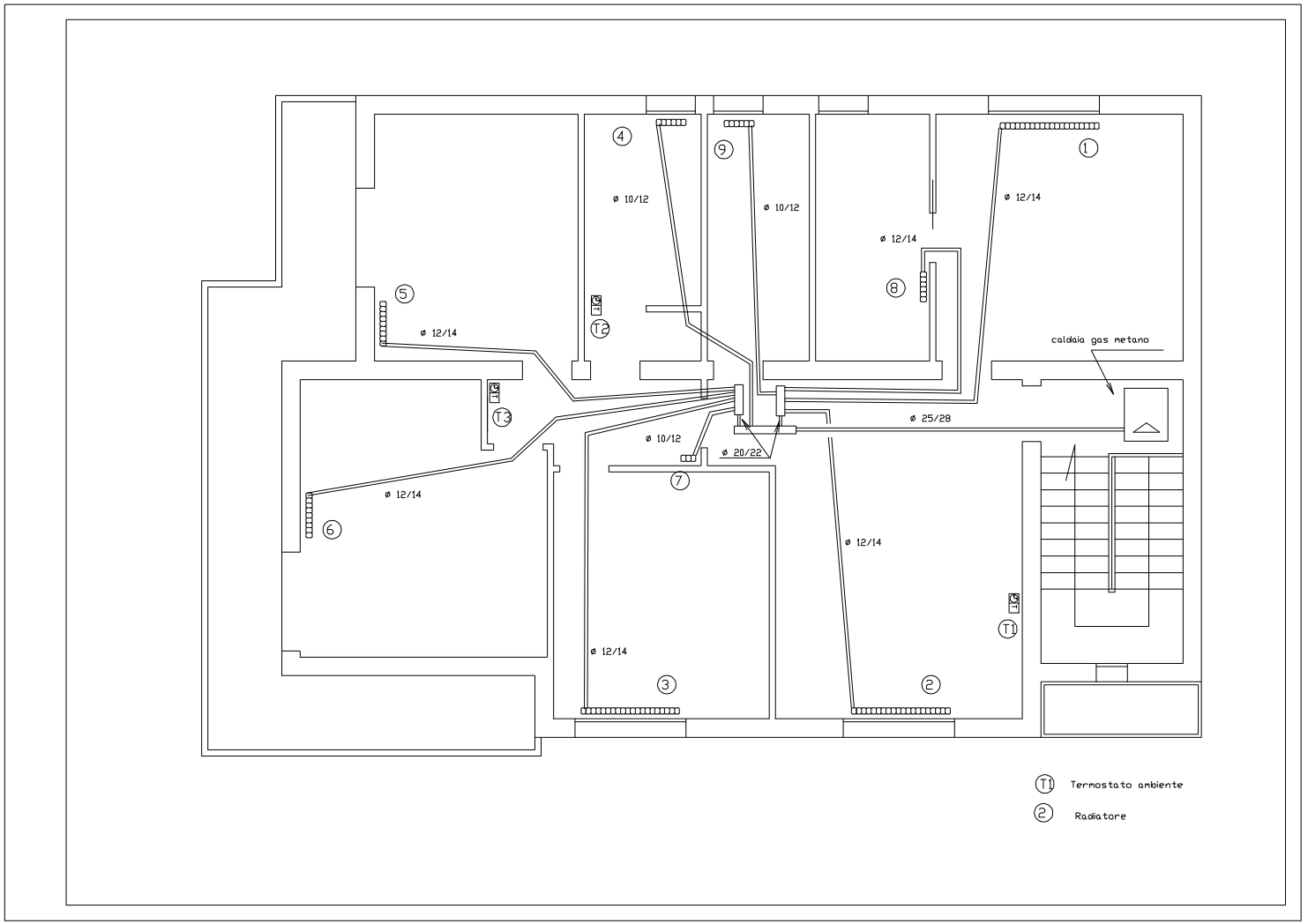


Collettore Complanare

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. $\Delta p_{coll} = 10000\ Pa$
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 preregolazione
4. se utilizzo valvole di preregolazione 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 preregolazione
6. trovo la posizione della perdita di carico da dare alla valvola di preregolazione

Dimensionamento a diametro e salto termico imposto

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

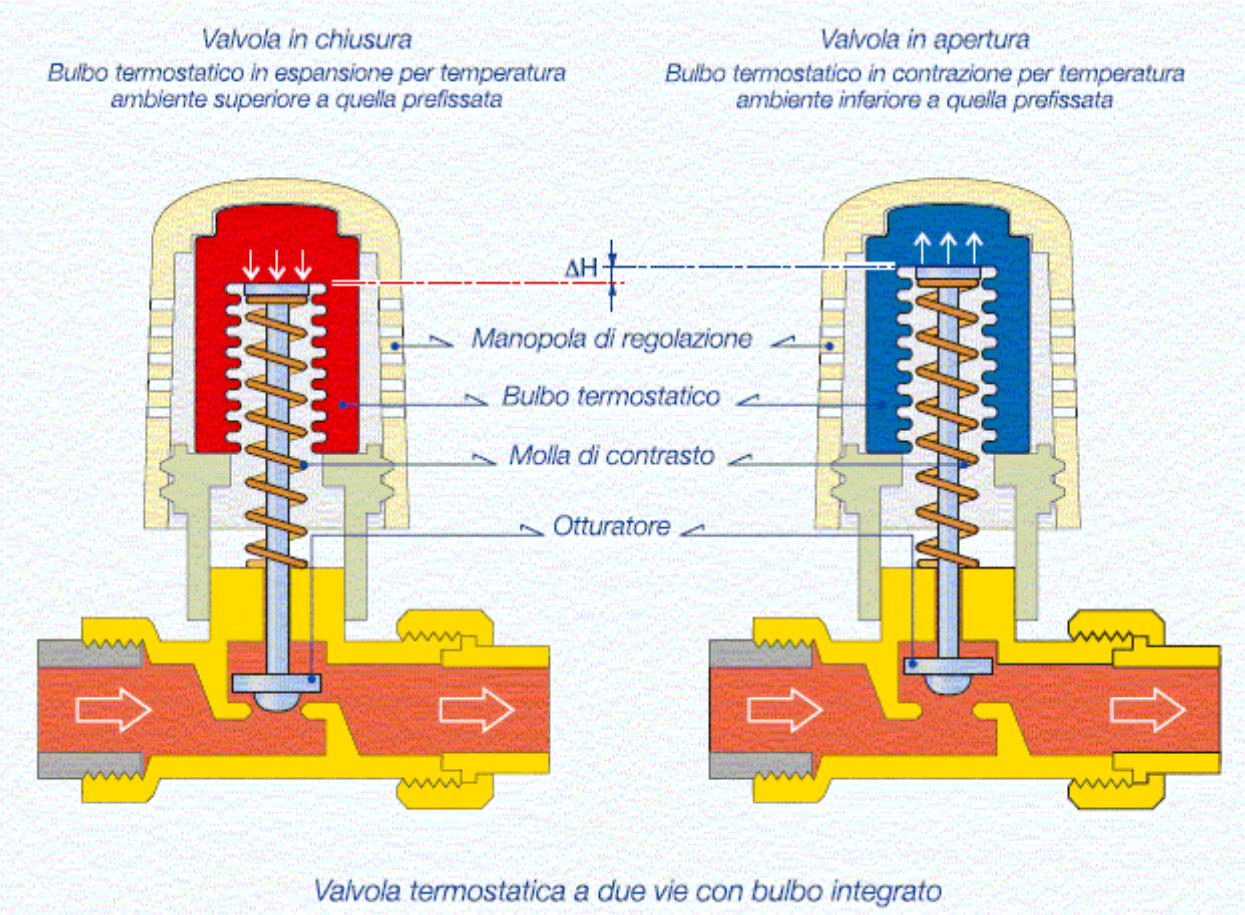
comando manuale

- a seconda della posizione forniscono una perdita di carico
- sevono 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

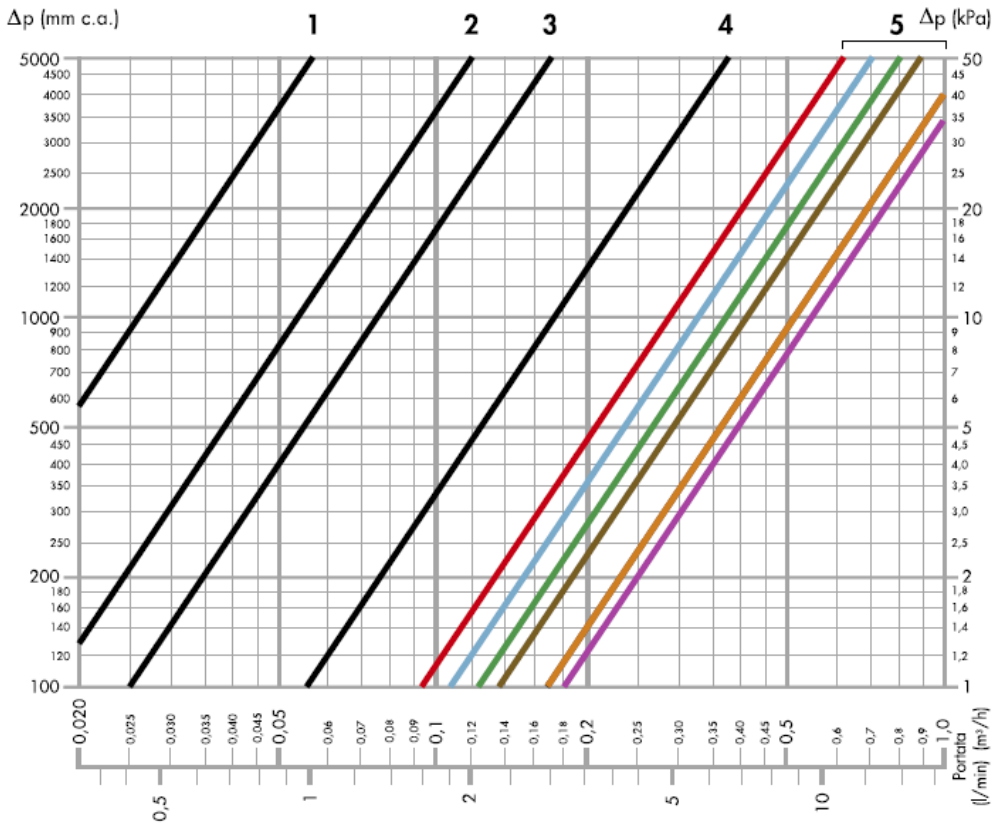


Valvola termostatica a due vie con bulbo integrato

Diagramma caratteristico delle valvole

Comando Manuale

Valvole termostatizzabili preregolabili con manopola manuale



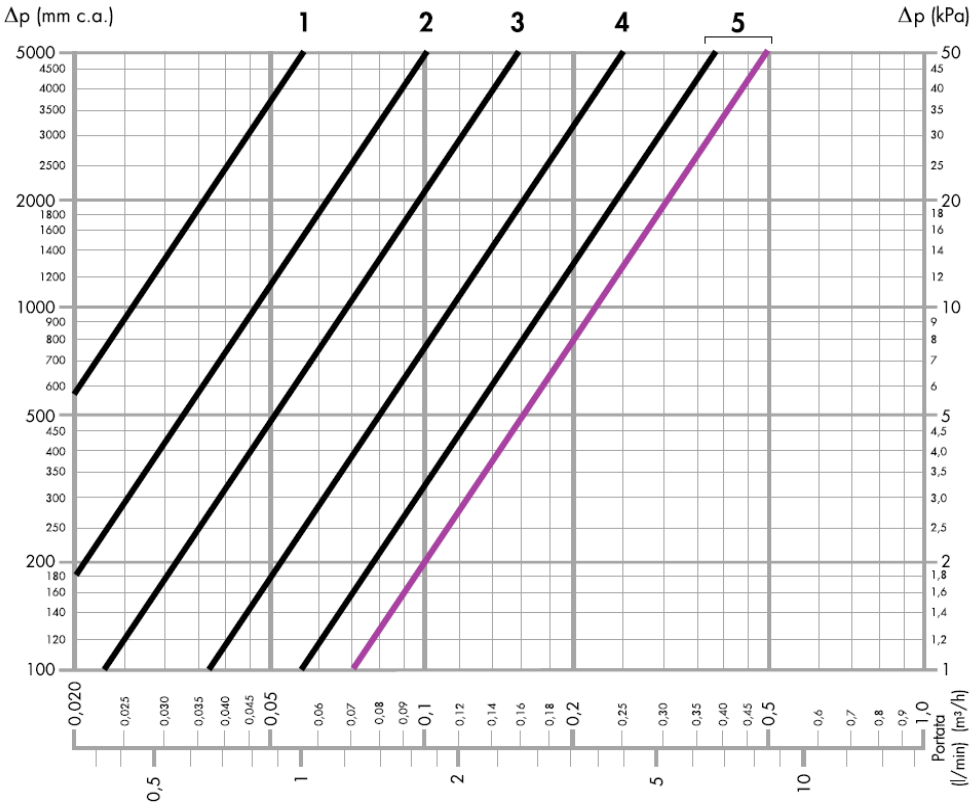
Posizione di preregolazione	Kvs (m³/h) 3/8" squadra	3/8" diritta	1/2" squadra	1/2" diritta	3/4" squadra	3/4" diritta
1	**0,08**	0,08	0,08	0,09	0,12	0,12
2	**0,17**	0,17	0,17	0,19	0,22	0,22
3	**0,25**	0,25	0,25	0,27	0,41	0,41
4	**0,55**	0,55	0,55	0,56	0,95	0,93
5	1,30	0,90	1,40	1,00	1,80	1,70

fonte Caleffi

Diagramma caratteristico delle valvole

Comando Termostatico

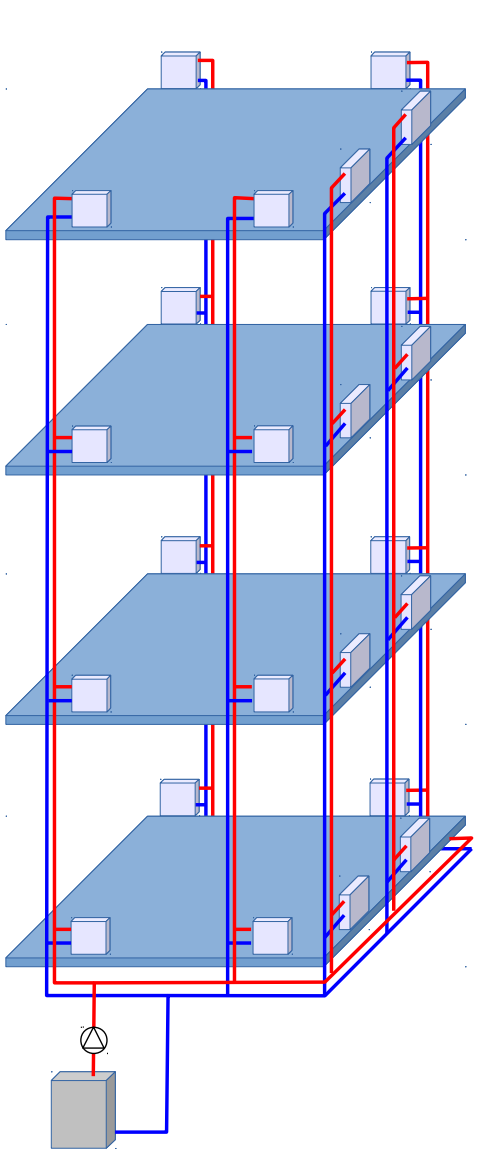
Valvole termostatizzabili preregolabili con comando termostatico banda proporzionale 2K



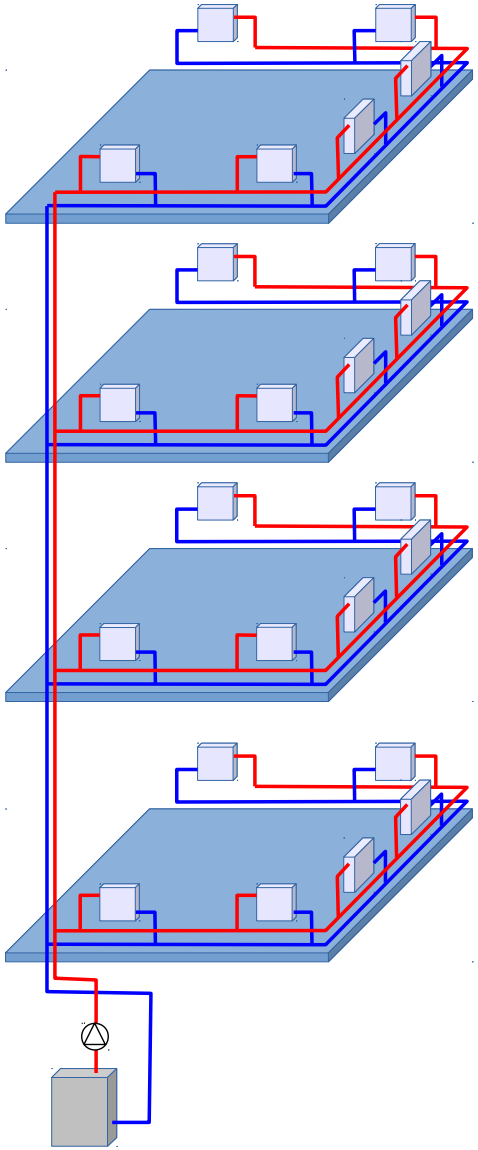
Posizione di preregolazione		Kv (m³/h) (Banda proporzionale 2K)** 3/8" squadra	3/8" diritta	1/2" squadra	1/2" diritta	3/4" squadra	3/4" diritta
1		**0,08**	0,08	0,09	0,09	0,12	0,12
2		**0,15**	0,15	0,16	0,16	0,20	0,20
3		**0,22**	0,22	0,23	0,23	0,32	0,32
4		**0,35**	0,35	0,36	0,36	0,50	0,50
5		0,50	0,50	0,55	0,55	0,72	0,72

fonte Caleffi

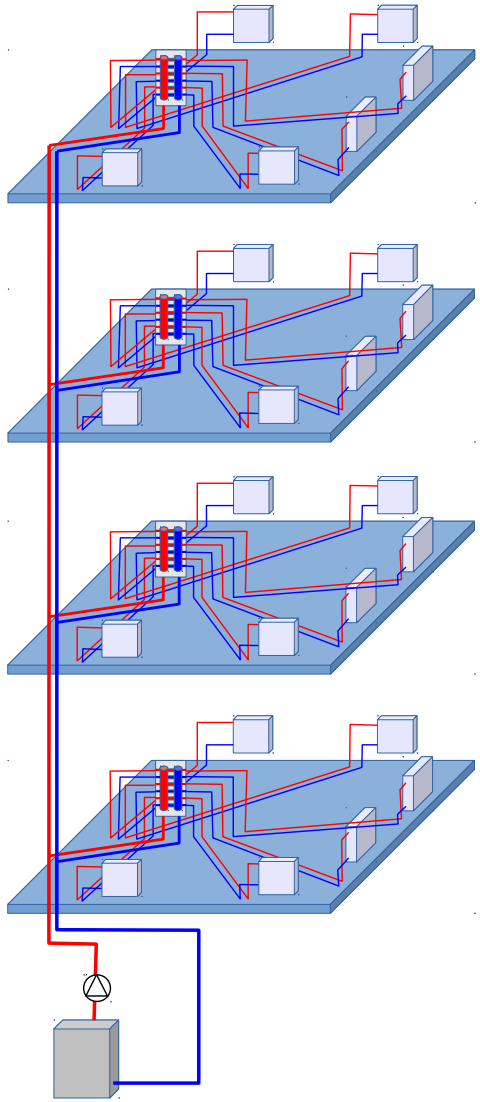
Impianti a distribuzione verticale



colonne



2 tubi



modul

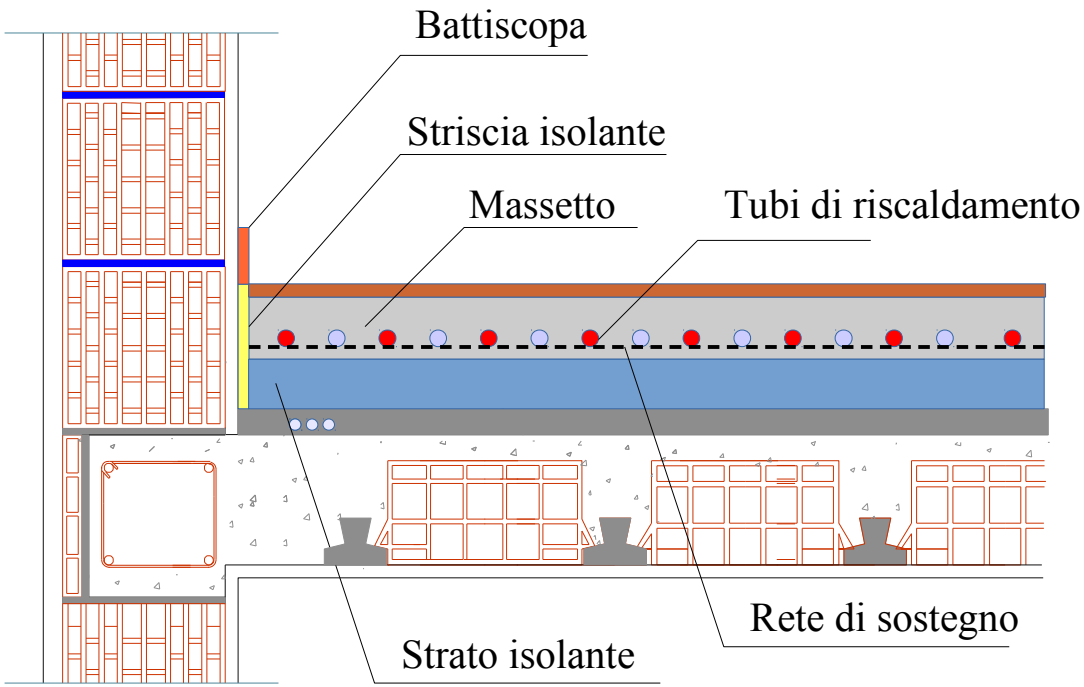
riscaldamento a pannelli radianti a bassa temperatura

La temperatura è di $30 \div 45^o C$, 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

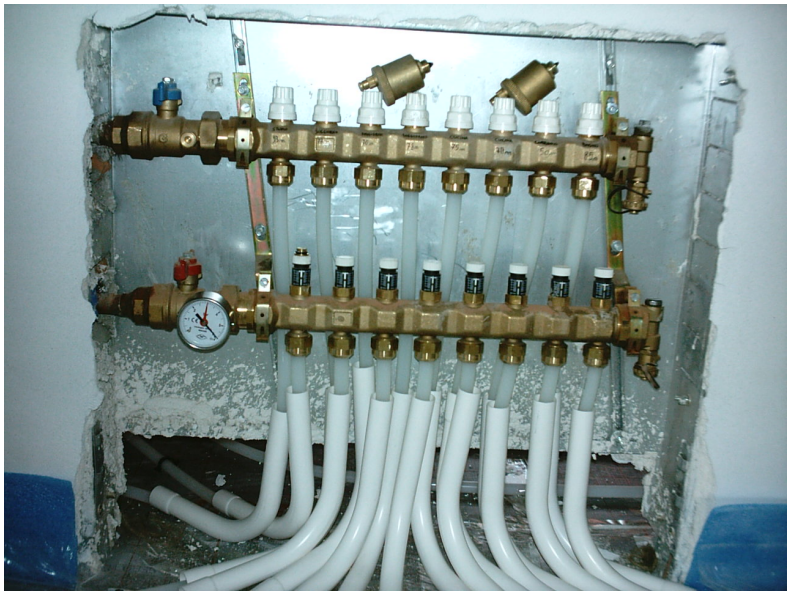


Riscaldamento a pavimento

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:

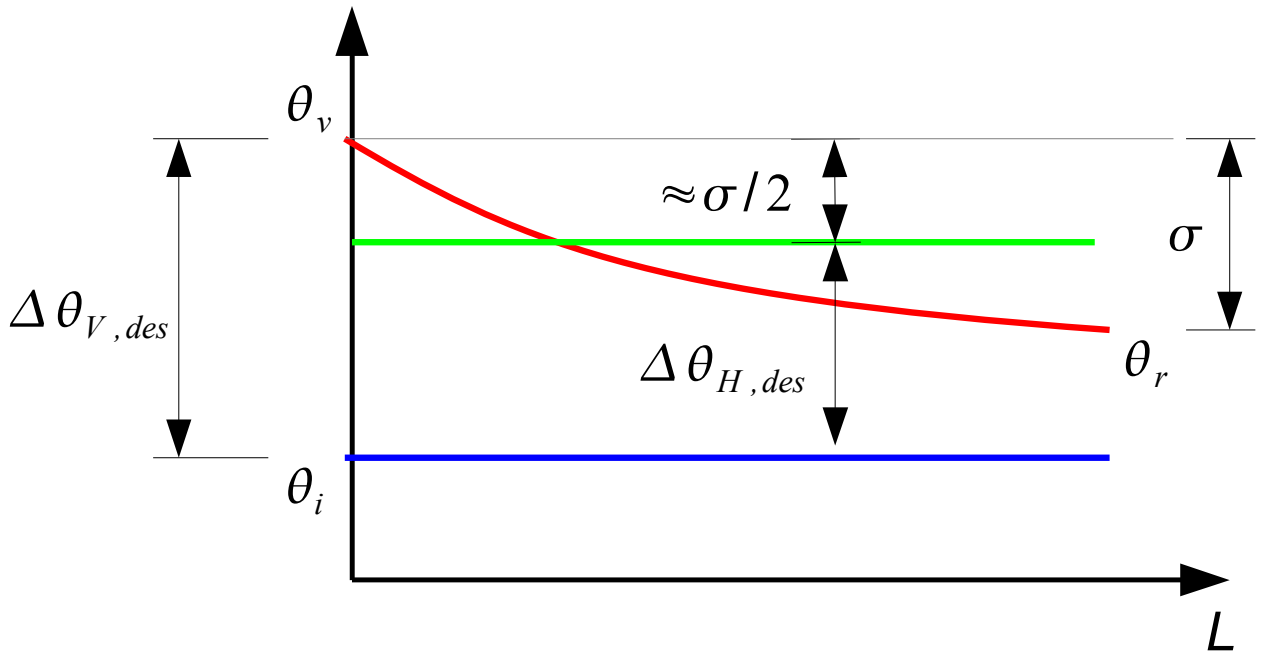
$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{ln(\frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i})}$$

con

θ_V temperatura di mandata dell'acqua

θ_R temperatura di ritorno dell'acqua

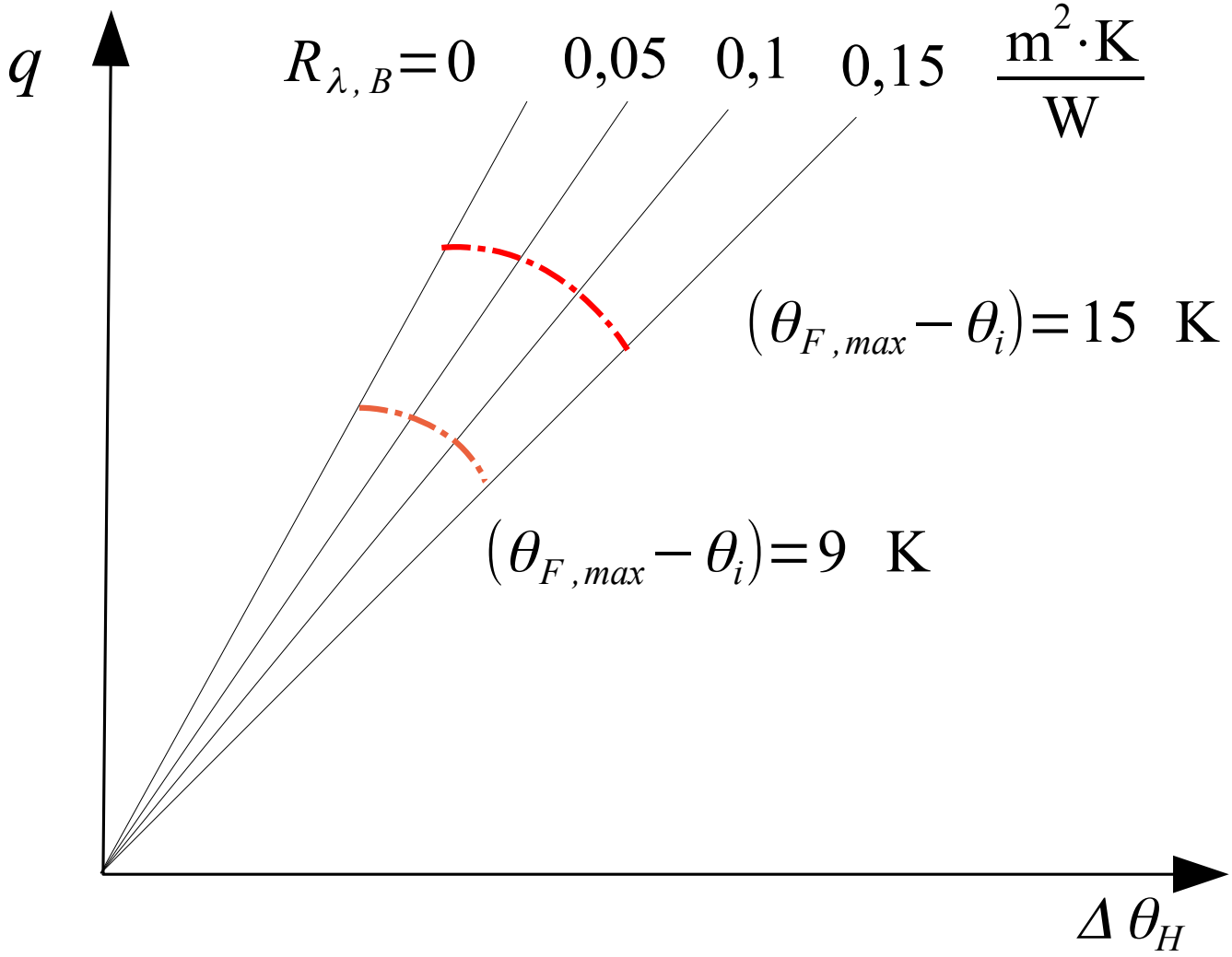
Significato dei termini



Fattori che influenzano la potenza scambiata

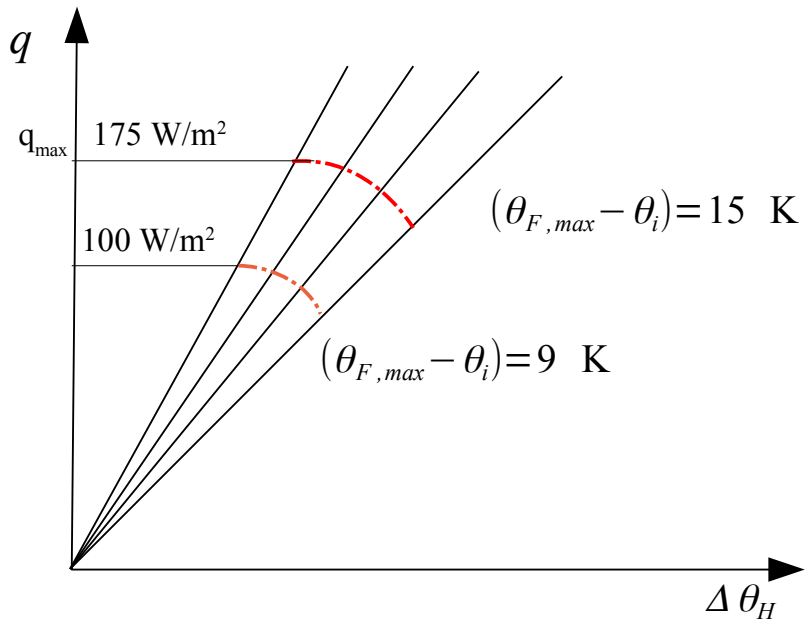
- Il **passo tra i tubi**, T;
- Lo **spessore del suporto**, S_V, a partire dall'asse dei tubi. Normalmente il supporto è il massetto in CLS.
- La **conduttività termica del supporto**, λ_E;
- La **resistenza termica del rivestimento**, $R_{\lambda B}$;
- Il **diametro esterno dei tubi**, D, che solitamente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

grafico delle prestazioni



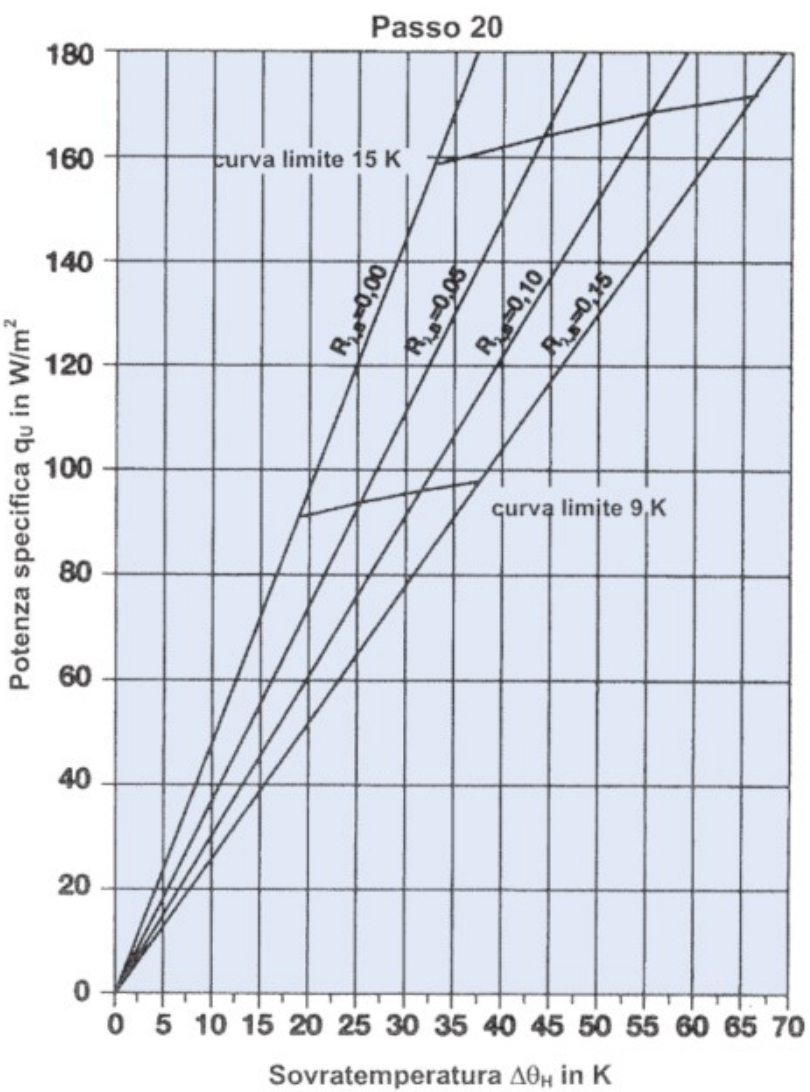
Limiti prestazionali

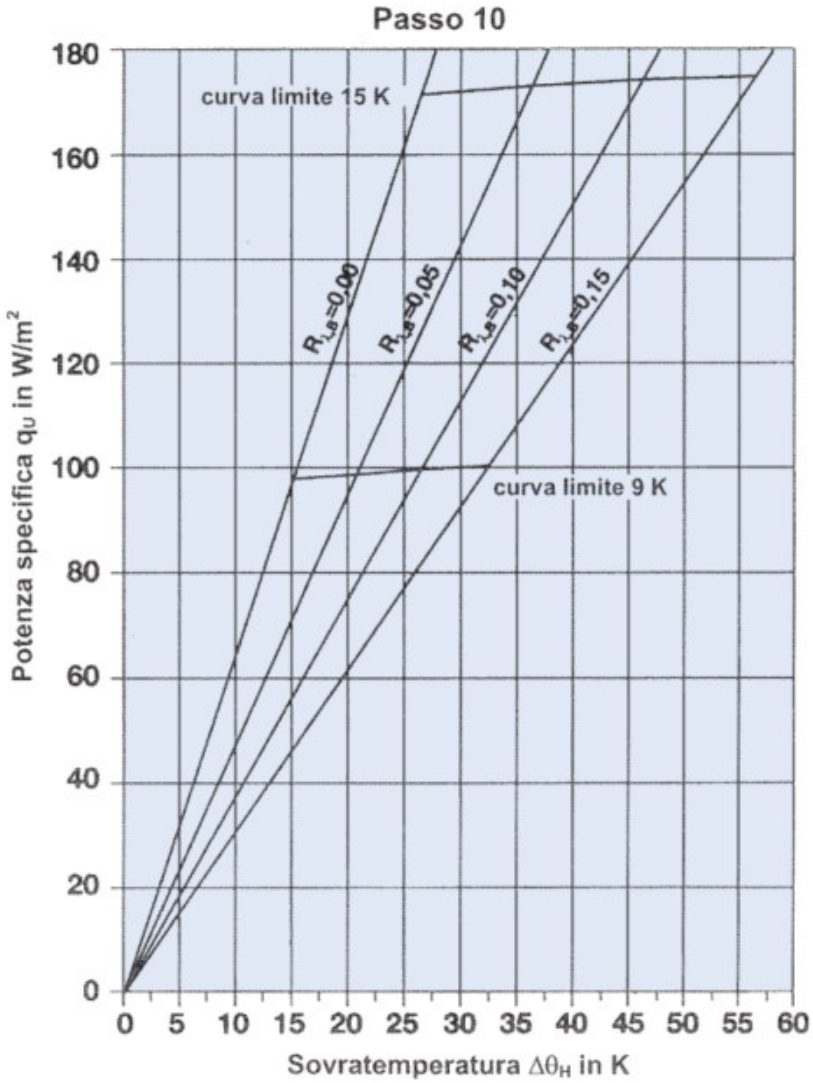
- La norma fissa la **temperatura massima del pavimento** a $29°C$,
- un pannello ha dei limiti di emissione di circa 100 $\mathrm{W/m^2}$.
- Ai bordi dei locali è ammessa una temperatura massima di $35°C$
- il limite di emissione è 175 $\mathrm{W/m^2}$ ai bordi
- Valori tipici di emissione sono di $80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



Esempio di curve di progetto

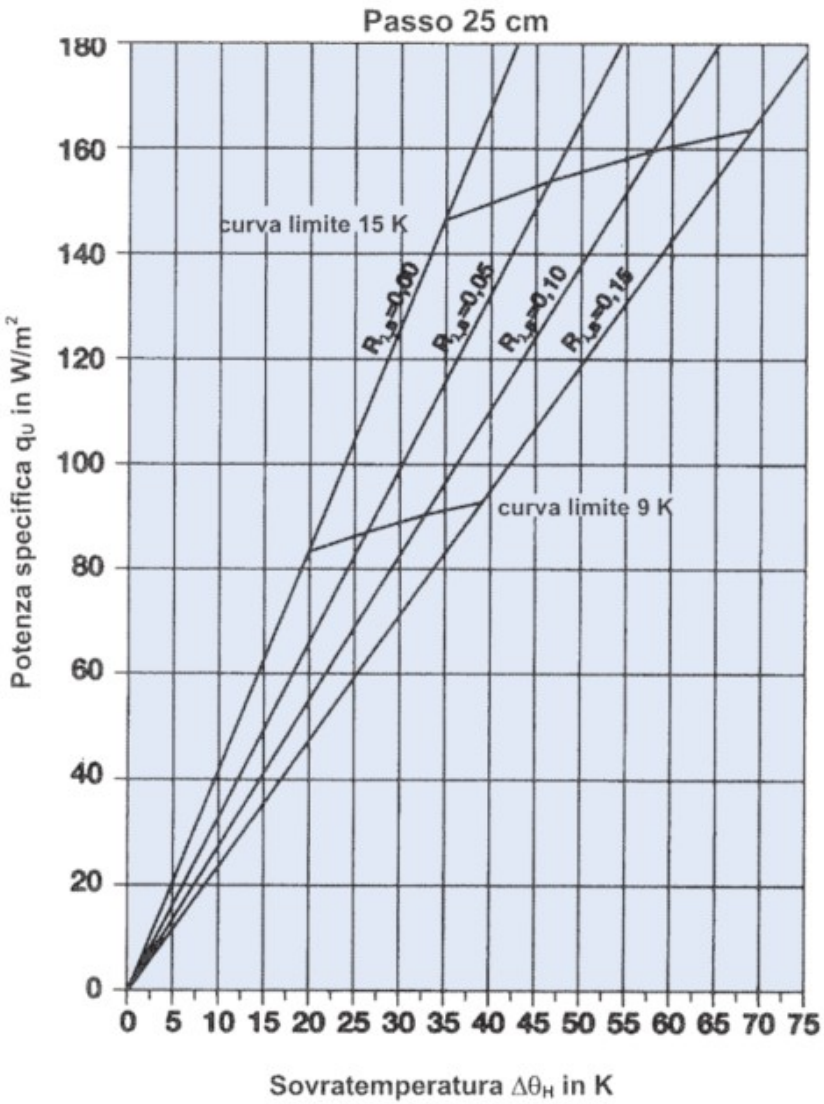
fonte Buderus

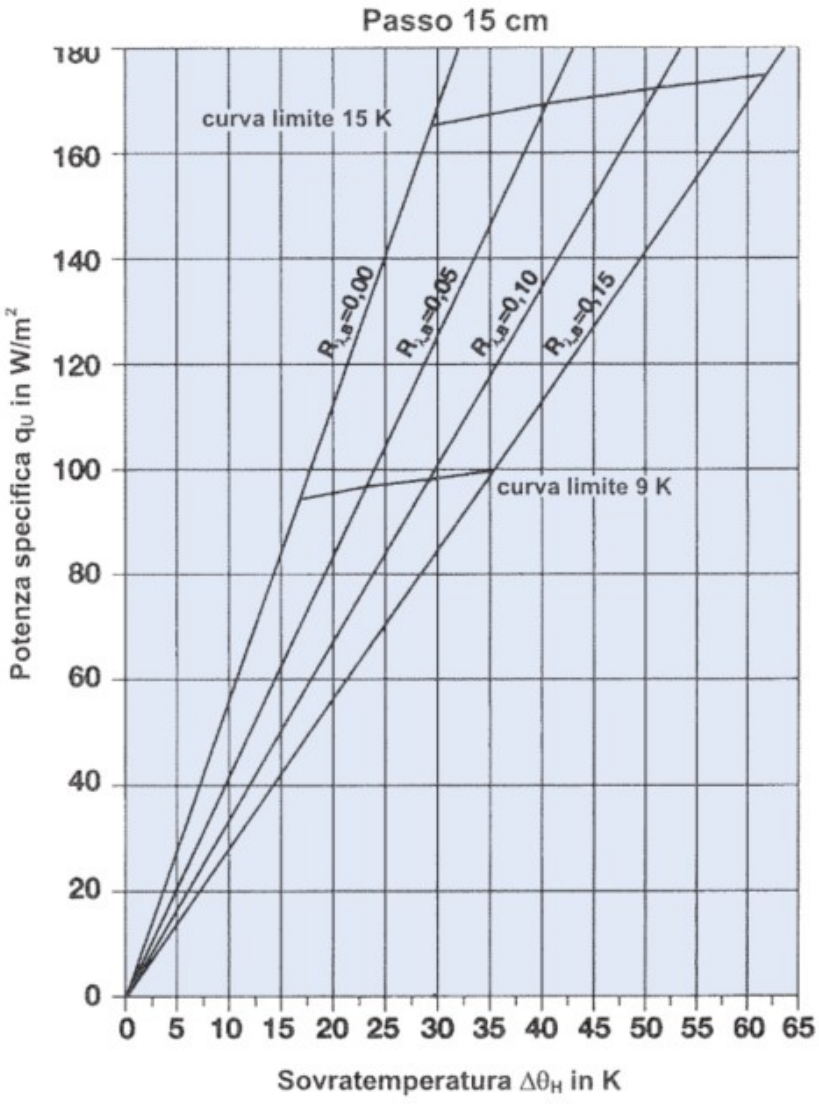




Esempio di curve di progetto

fonte Buderus





Dimensionamento

Per ogni locale poi si può calcloare 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

$$A_F = A_{F\ permetrale} + A_{F\ calpestabile}$$

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

temperatura ottimale dell'acqua

differenza di temperatura di progetto

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

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

$\sigma/\Delta_H < 0,5$

$\sigma = 5$ K $\Longrightarrow \Delta\theta_H > 10$ K

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

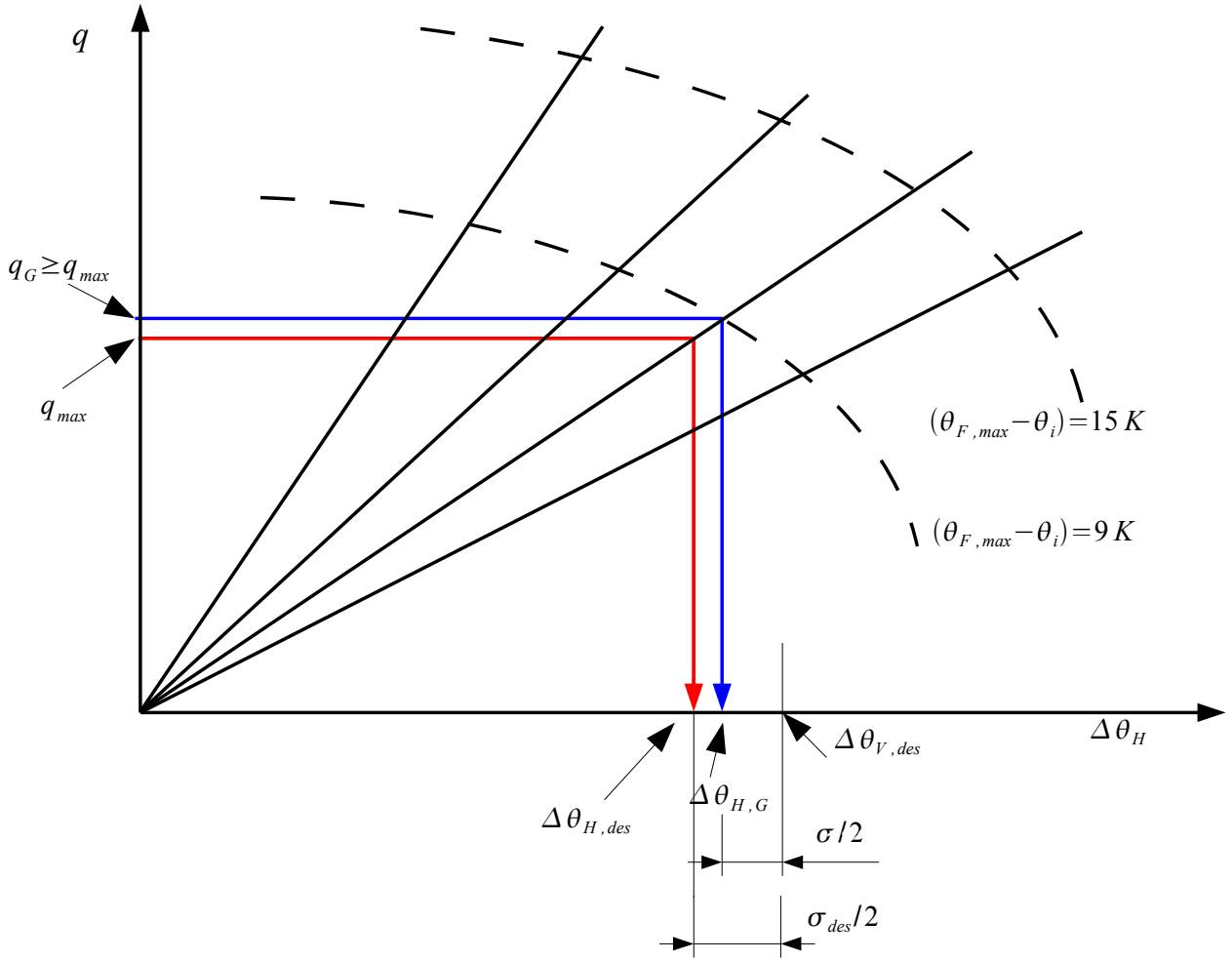
$\sigma/\Delta\theta_H \geq 0,5$

$\sigma = 5$ K $\Longrightarrow \Delta\theta_H \leq 10$ K

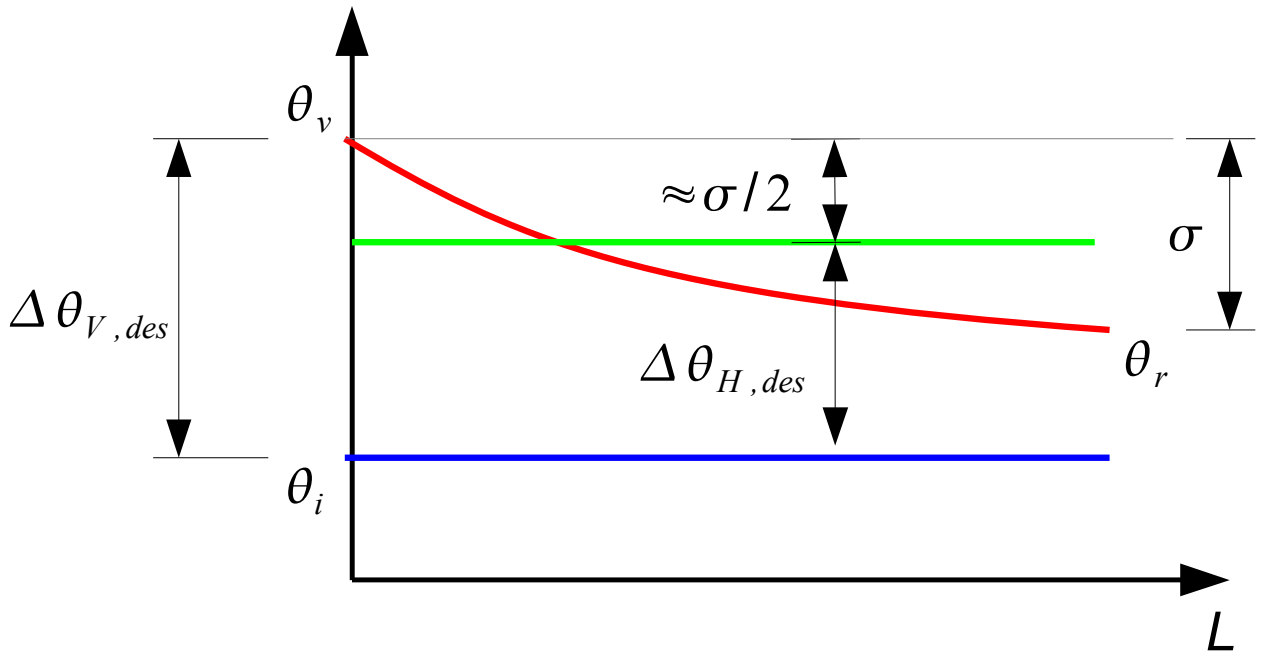
$$\Delta\theta_{V,des} \leq \Delta\theta_{H,des} + \frac{\sigma}{2} + \frac{\sigma^2}{12\Delta\theta_{H,des}}$$

,

Determinazione del salto di temperatura



Significato dei termini



formula diretta

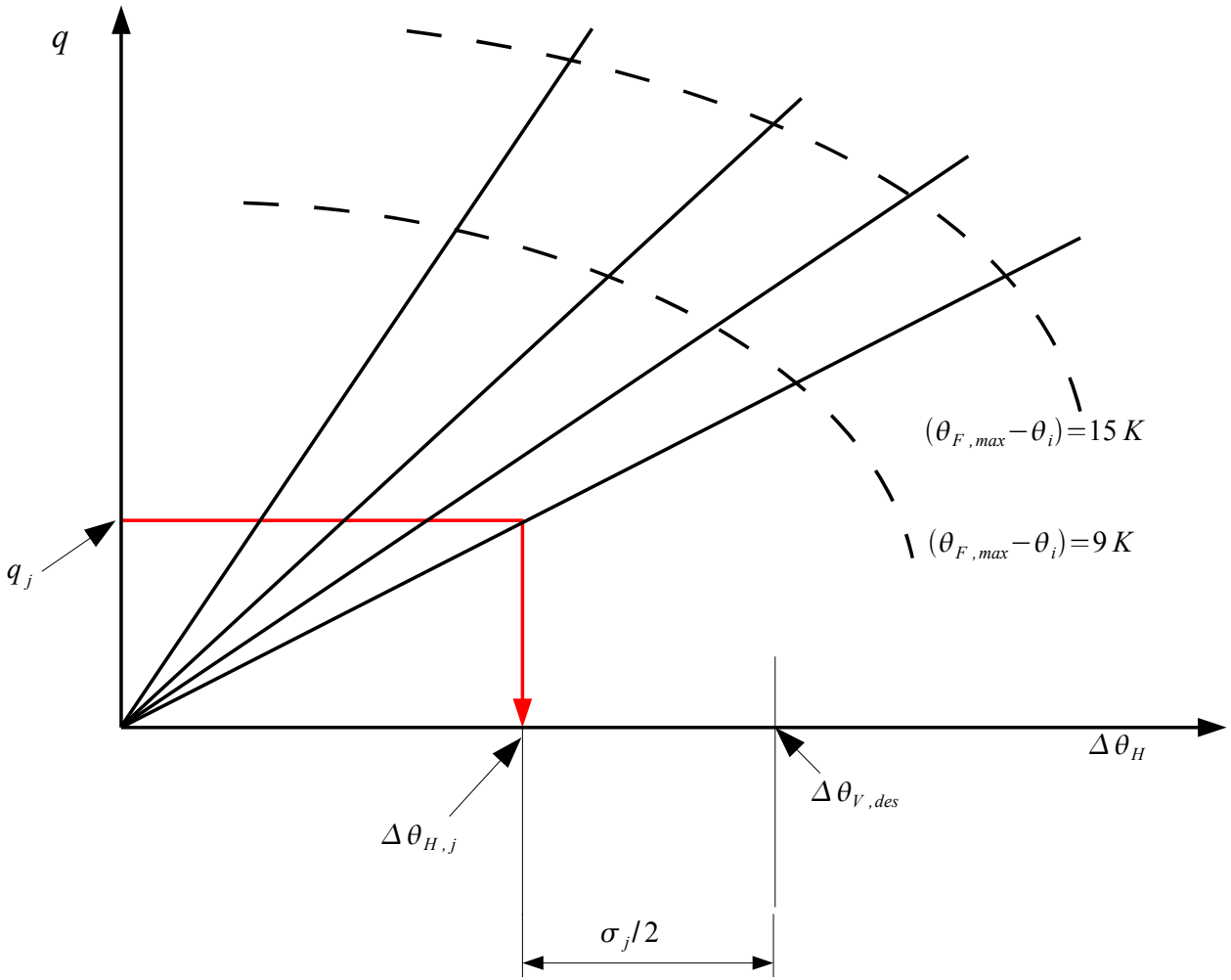
$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{ln(\frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i})}$$

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

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

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

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

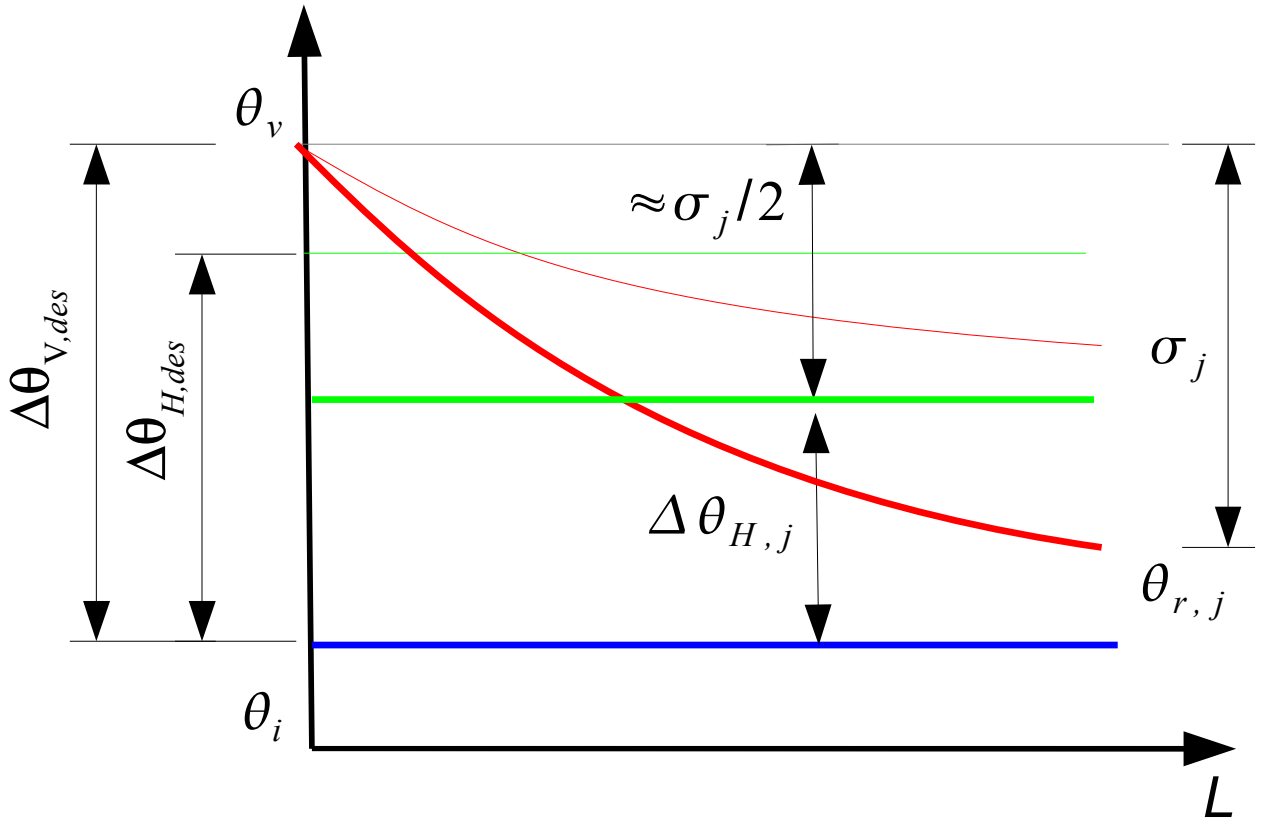
$\sigma_j/\Delta_{H,j} < 0,5$

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

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

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

Significato dei termini



potenza per un locale

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:

- $m_{H,j}$ portata di fluido al locale j-esimo
- c_w calore specifico acqua
- q_u perdita dal pannello varso 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

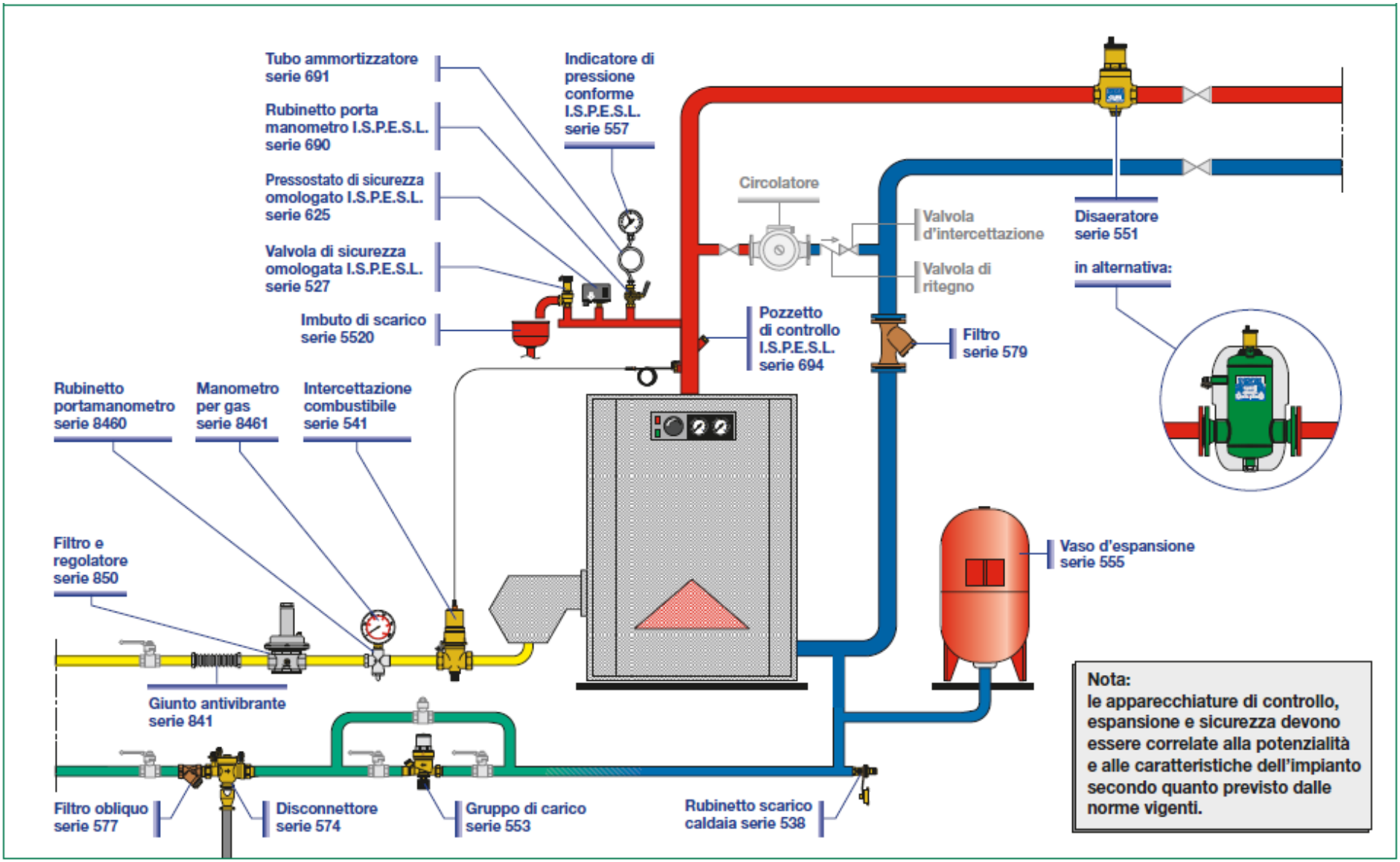
- Termostato di regolazione
- Termostato di blocco
- Pressostato di blocco
- Dispositivo di protezione pressione minima

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

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

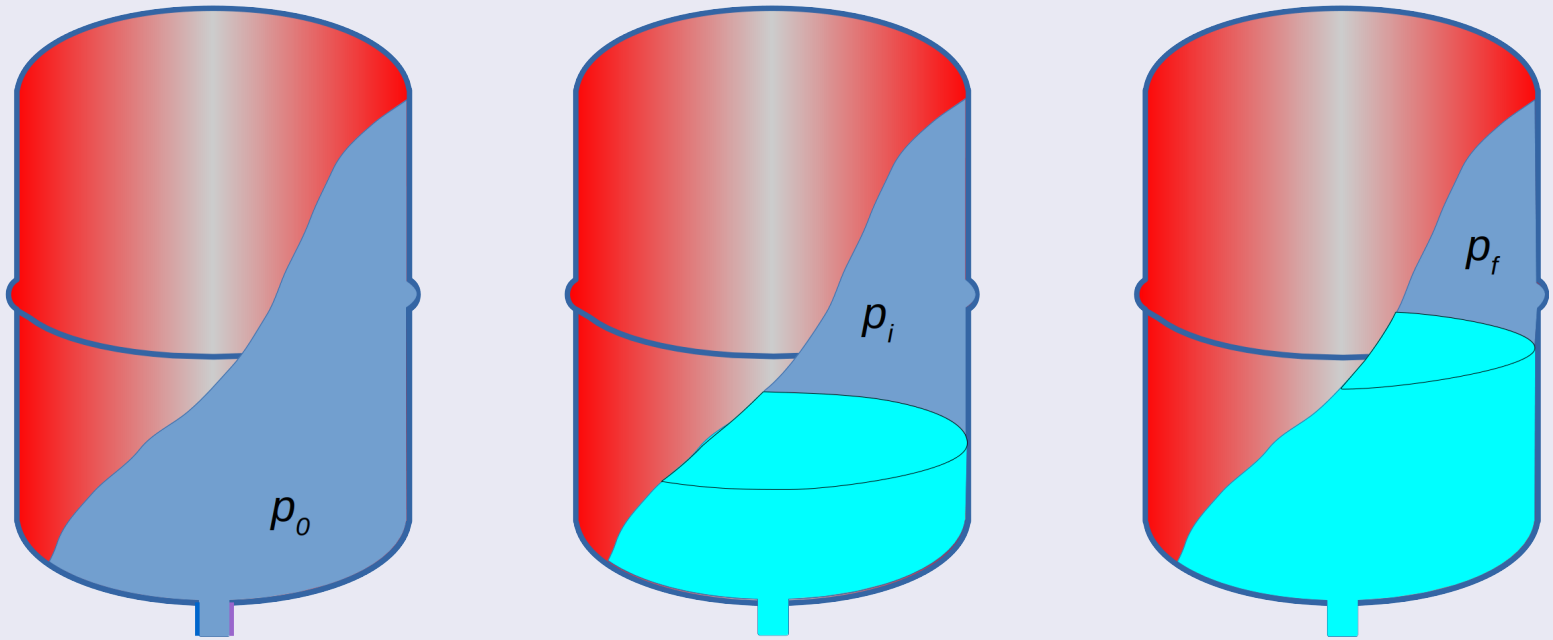
V_A Volume dell'impianto

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

t_m temperatura massima ammissibile in °C

Vasi d'espansione

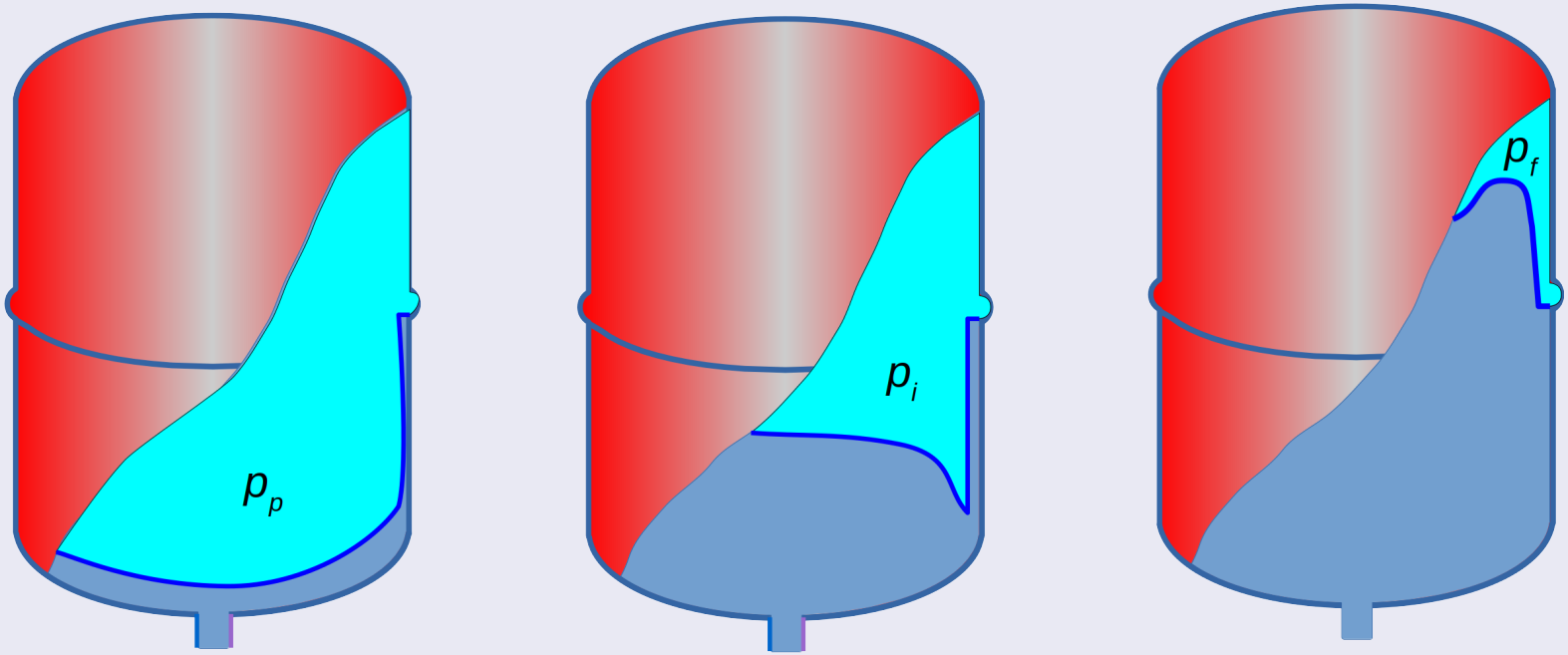
senza diaframma



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

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

E volume d'espansione

p_p pressione di precarica

p_f pressione di taratura della valvola di sicurezza

Dimensionamento Vasi

vasi con diaframma

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

$$E = V_v - V_f$$

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

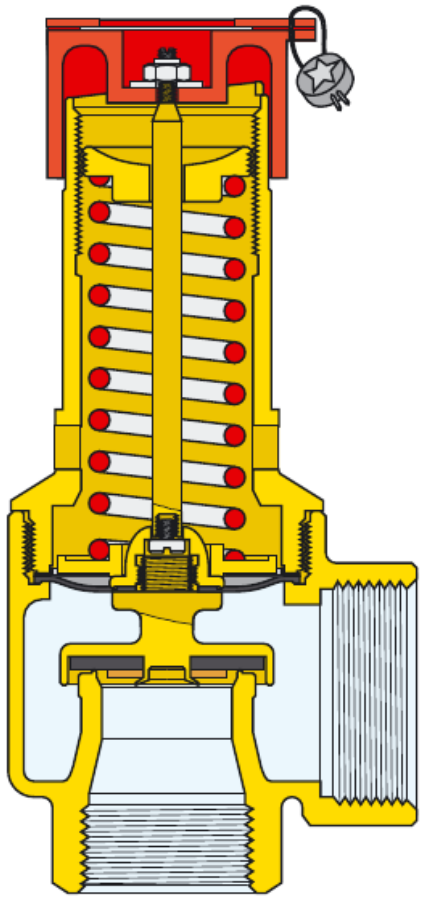
$$E = V_v \cdot \left(1 - \frac{p_p}{p_f}\right)$$

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

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} velocita' 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];

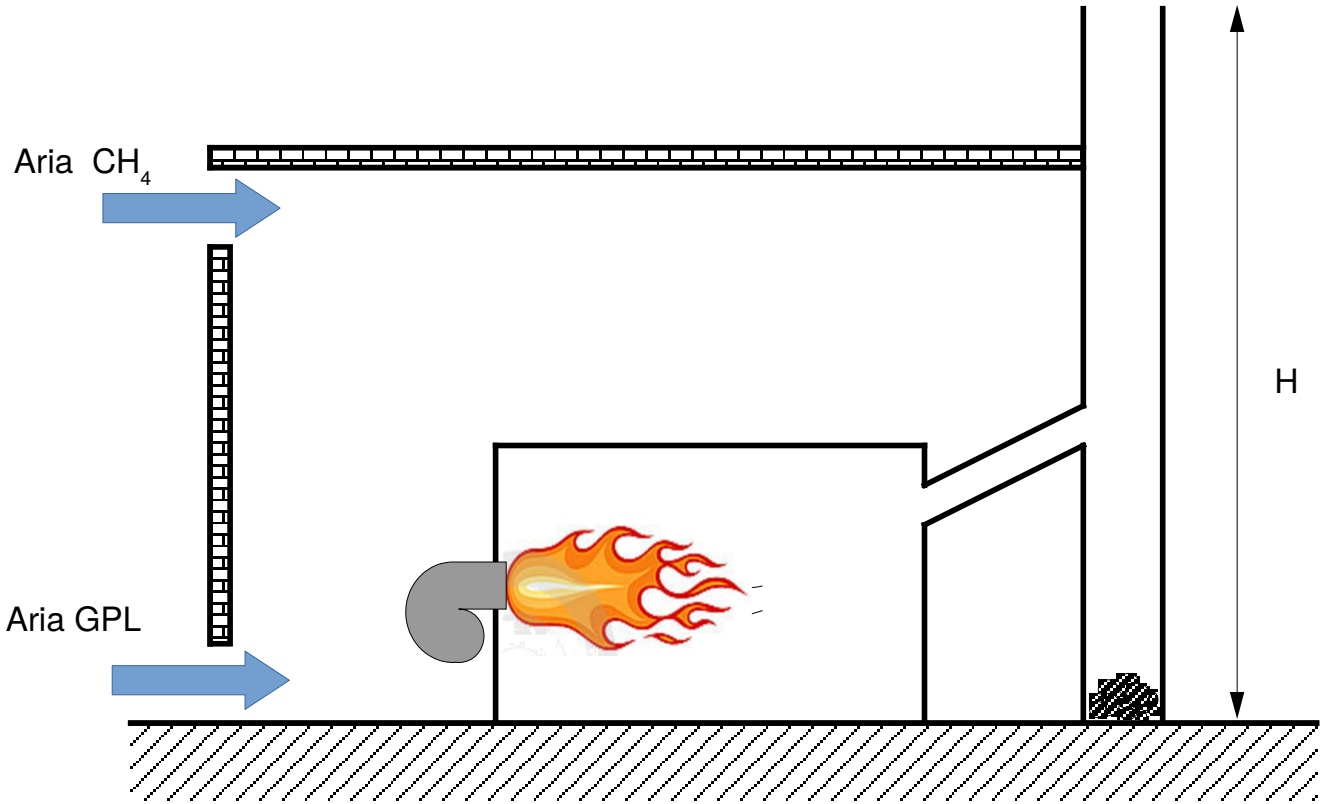
F fattore di pressione della valvola, da ricavare da tabella;

K coefficiente di efflusso della valvola da certificato di accettazione.

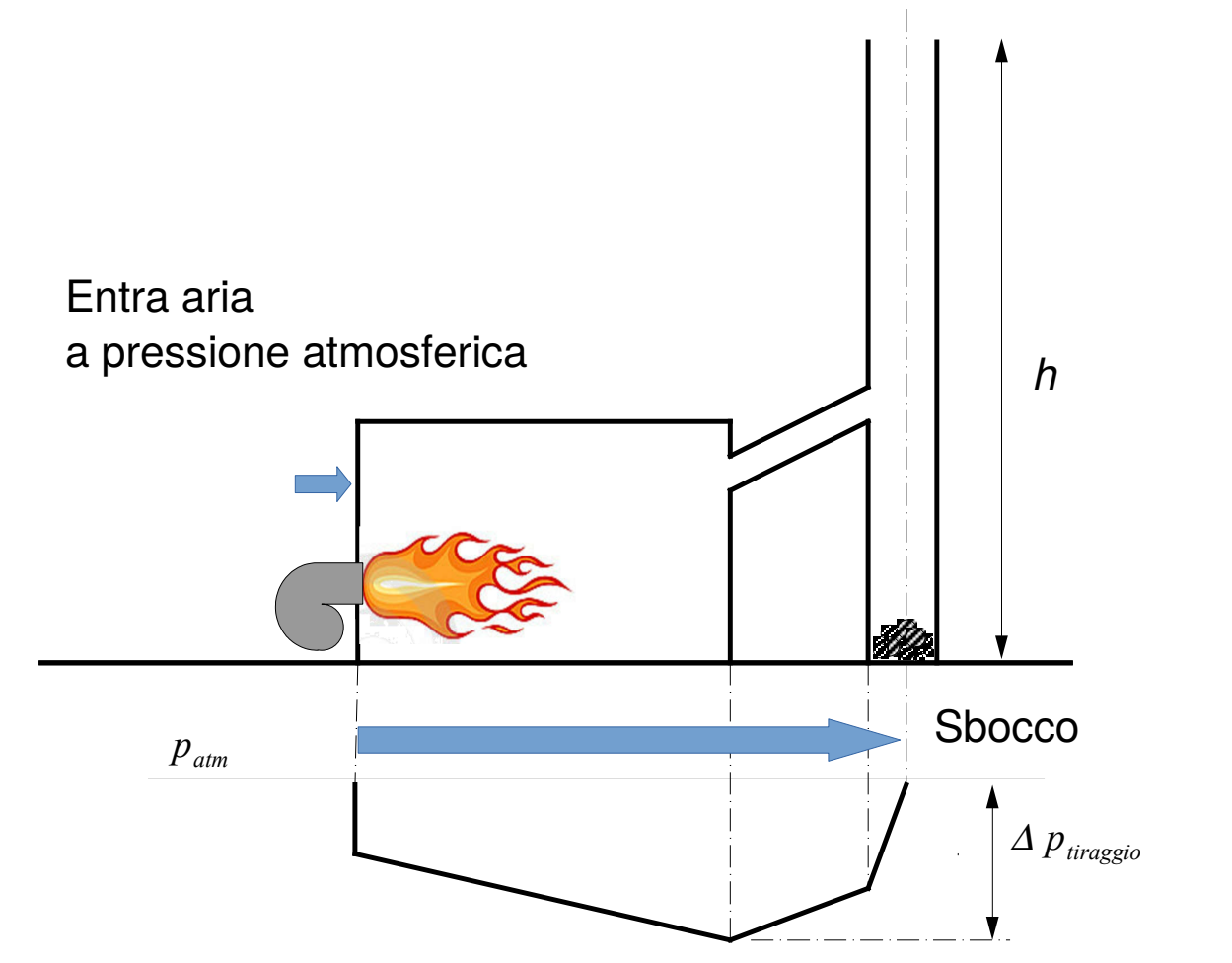
Valori per pressioni di scarico da 0,5 a 12,5 bar

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

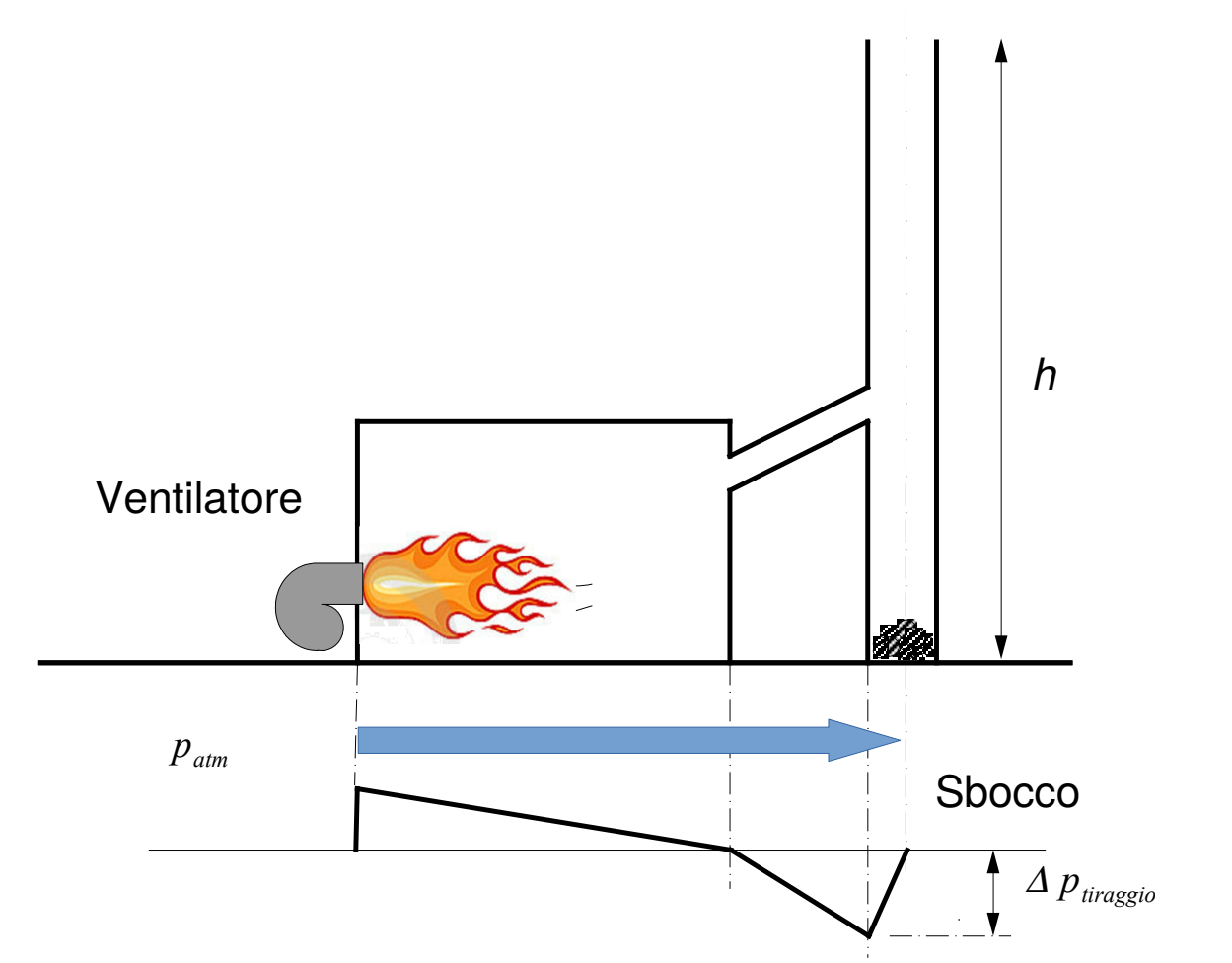


Caldaia Atmosferica

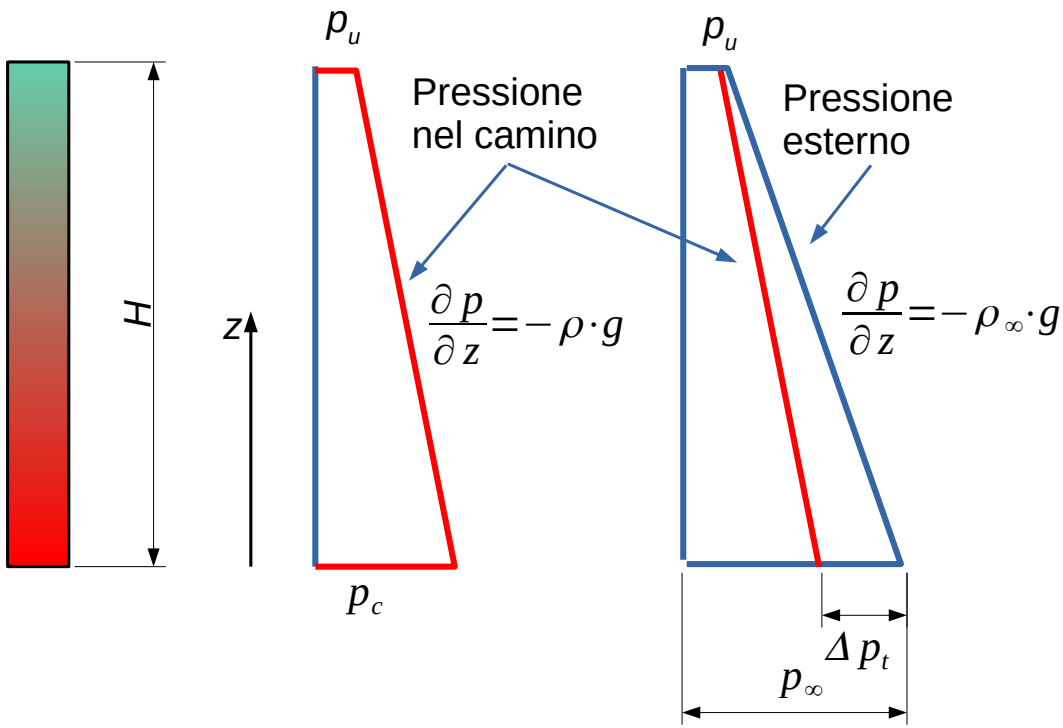


Camini

Caldaia presurizzata



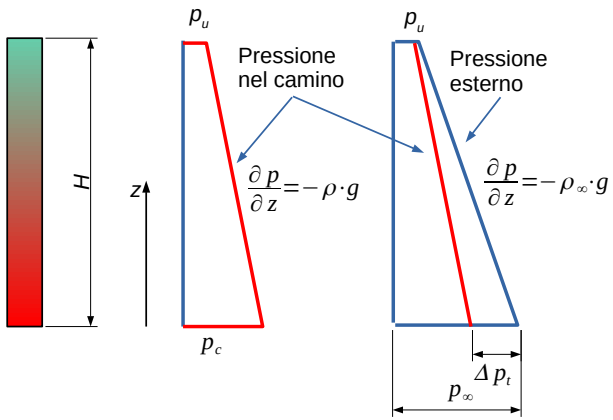
Camini


p_u
p_u
Pressione
nel camino
Pressione
esterno
H
z
$\frac{\partial p}{\partial z} = -\rho \cdot g$
$\frac{\partial p}{\partial z} = -\rho_\infty \cdot g$
p_c
Δp_t
p_∞

Tiraggio camino

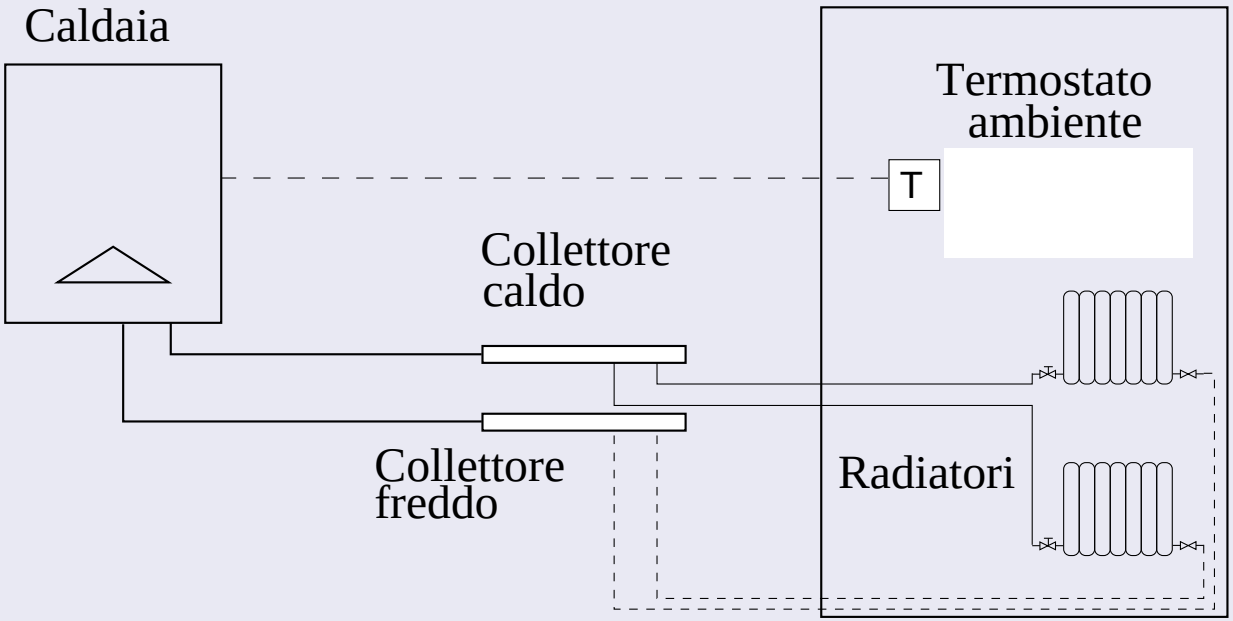
Funzionamento

$$
\begin{aligned}
p_\infty &= p_u + g \cdot \rho_\infty \cdot H \\
p_c &= p_u + g \cdot \rho \cdot H \\
\Delta p_t &= p_\infty - p_c = g \cdot H \cdot (\rho_\infty - \rho_c) \\
\beta &= -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial \theta} \right)_p \simeq -\frac{1}{\rho_\infty} \cdot \frac{\rho_\infty - \rho_c}{\theta_\infty - \theta_c} \\
\rho_\infty - \rho_c &= \beta \cdot \rho_\infty \cdot (\theta_c - \theta_\infty) \\
\Delta p_t &= p_\infty - p_c = g \cdot \rho_\infty \cdot H \cdot \beta \cdot (\theta_c - \theta_\infty)
\end{aligned}
$$



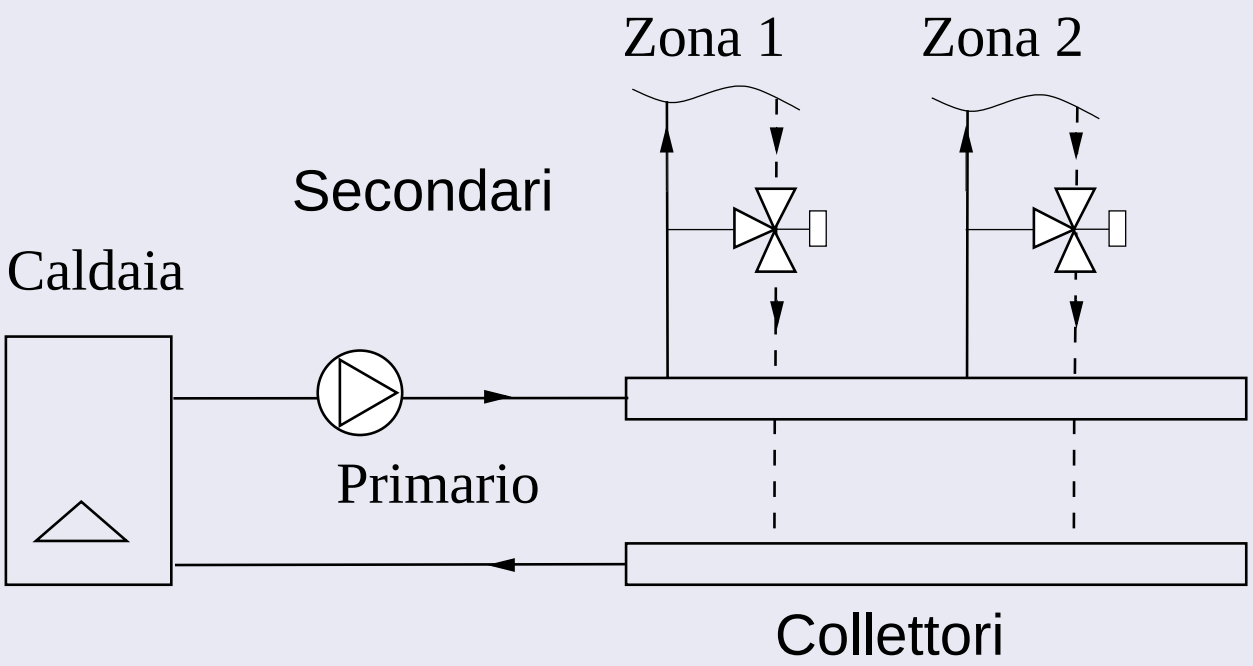
Tipologia di impianti

monofamiliare

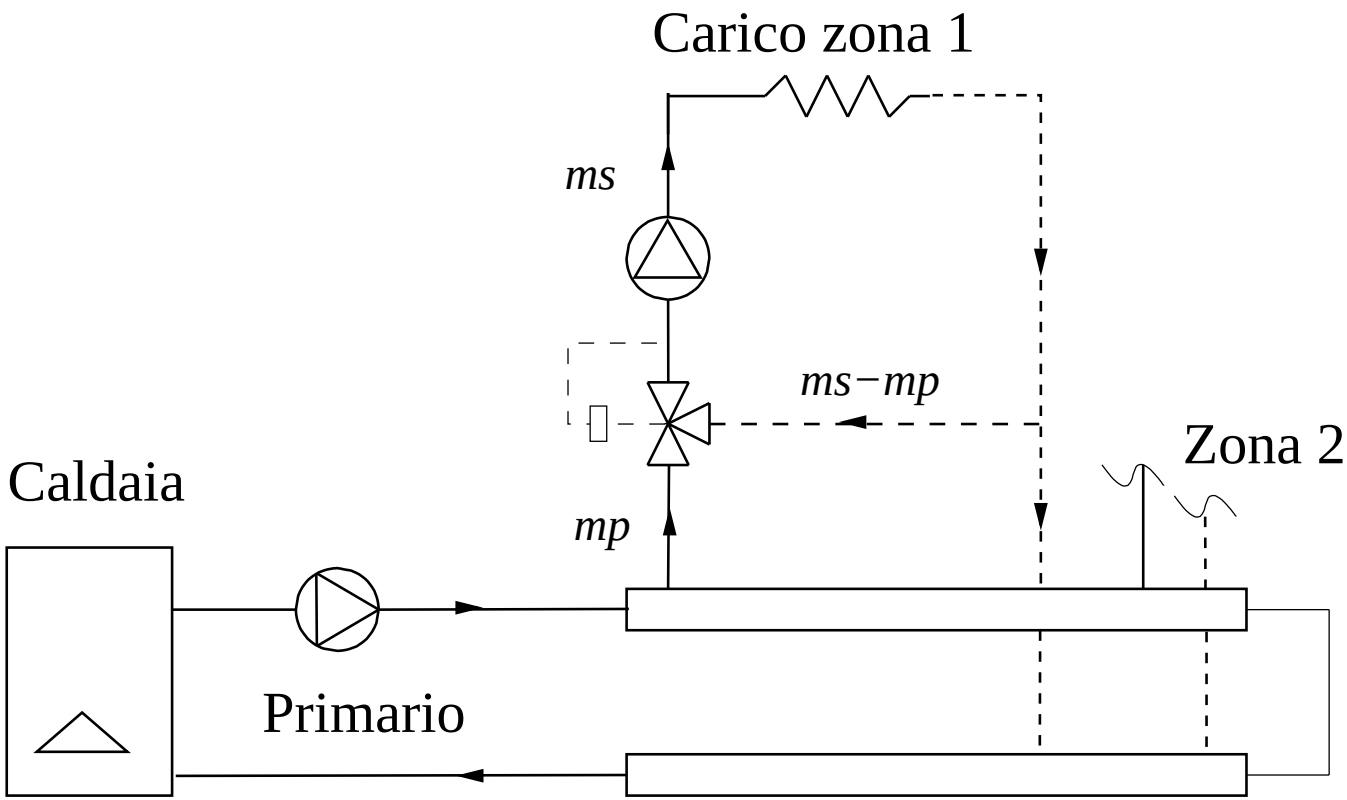


Tipologia di impianti

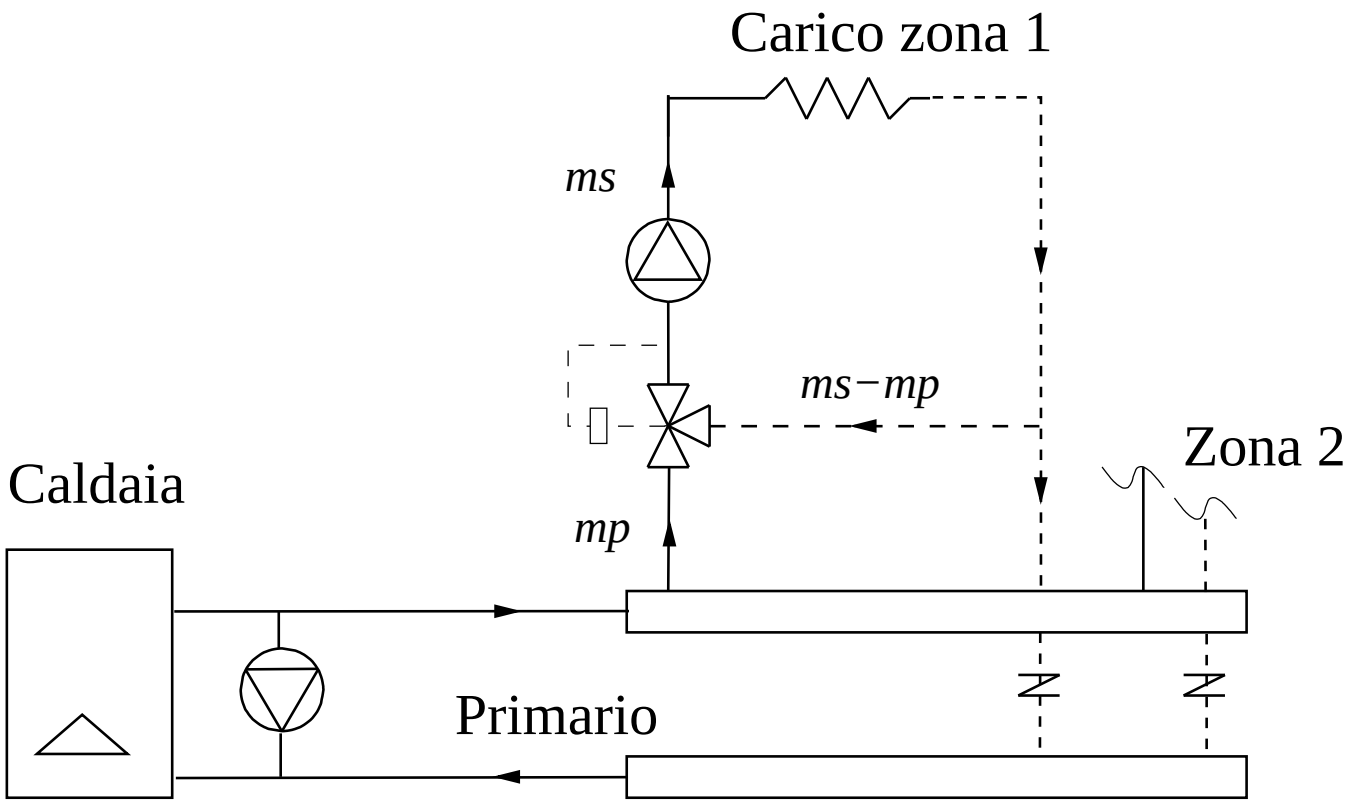
monofamiliare grande



Impianti a miscelazione

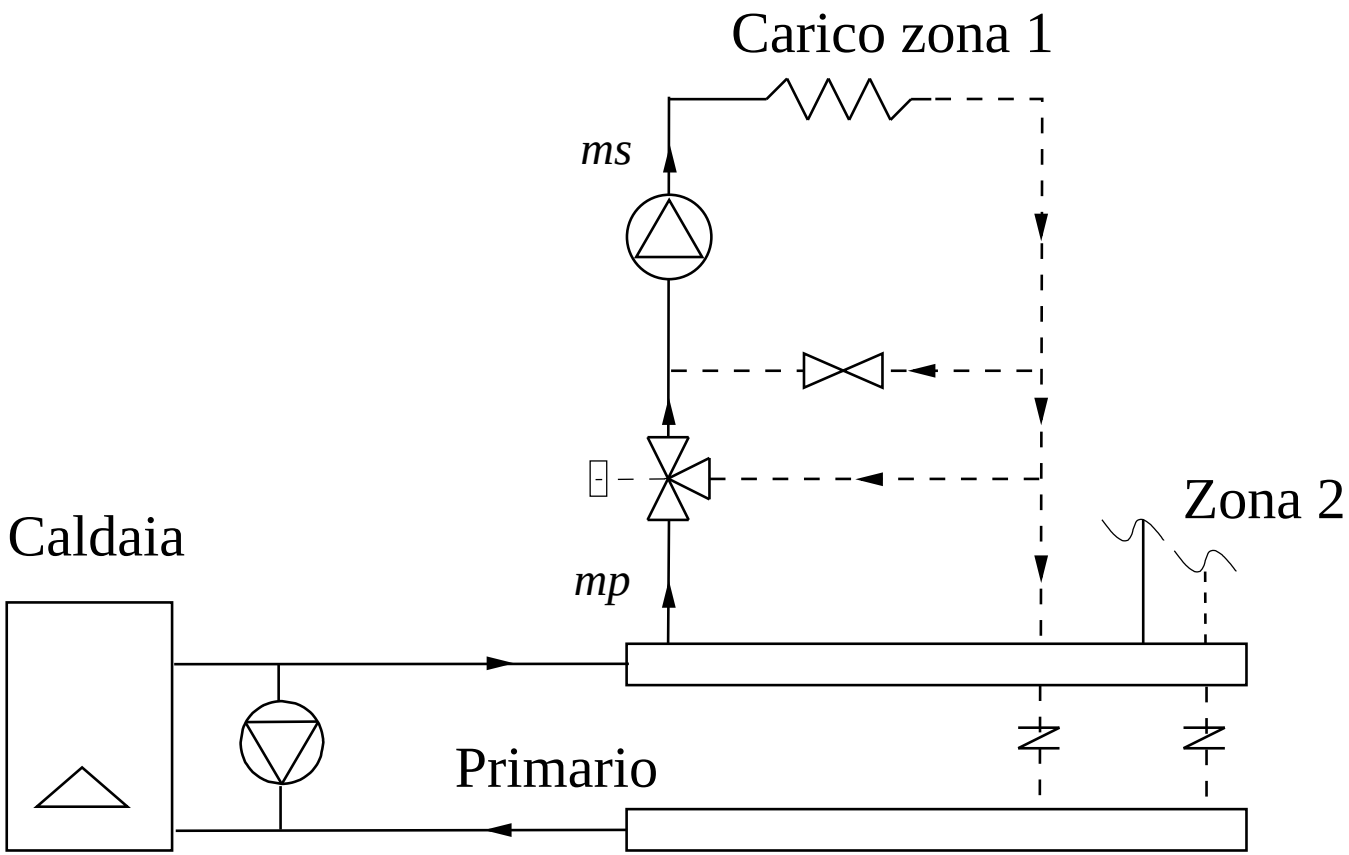


Impianto di riscaldamento a MISCELAZIONE senza pompa sul primario

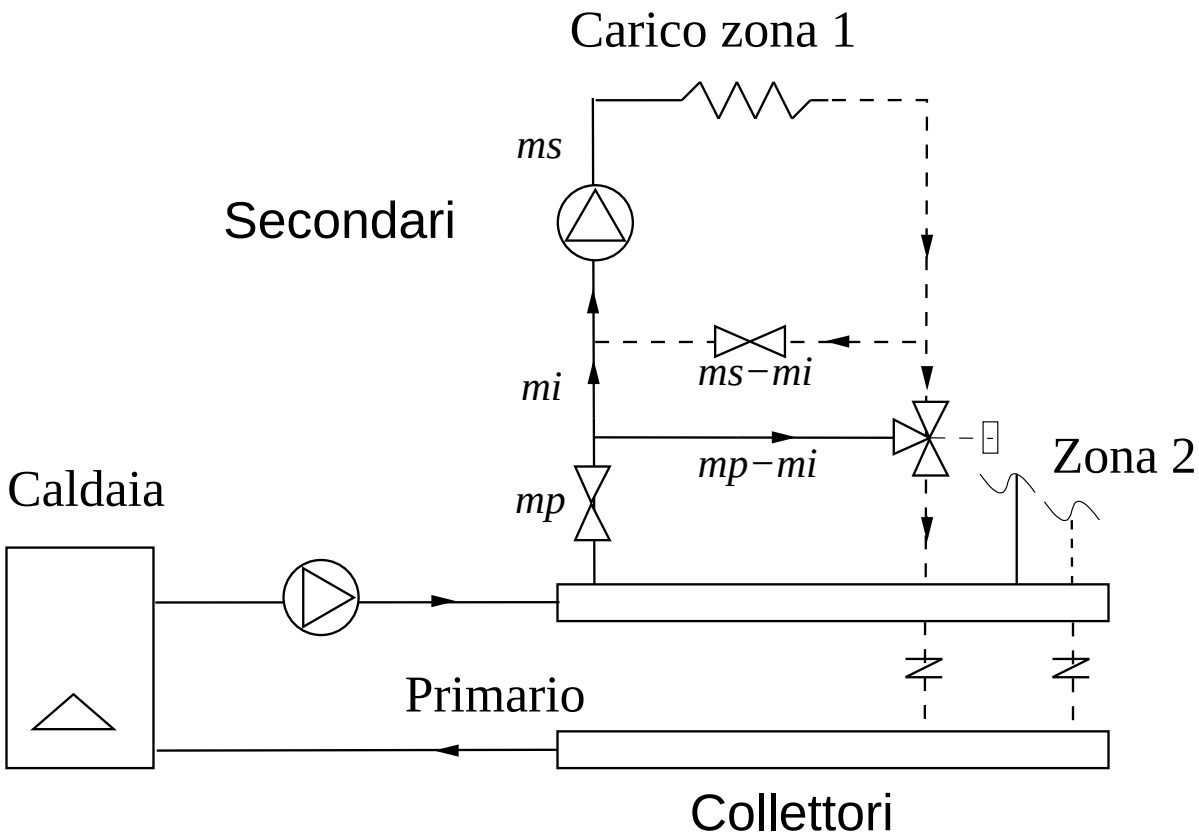


Impianto di riscaldamento a MISCELAZIONE

con Bypass



Impianto di riscaldamento a INIEZIONE

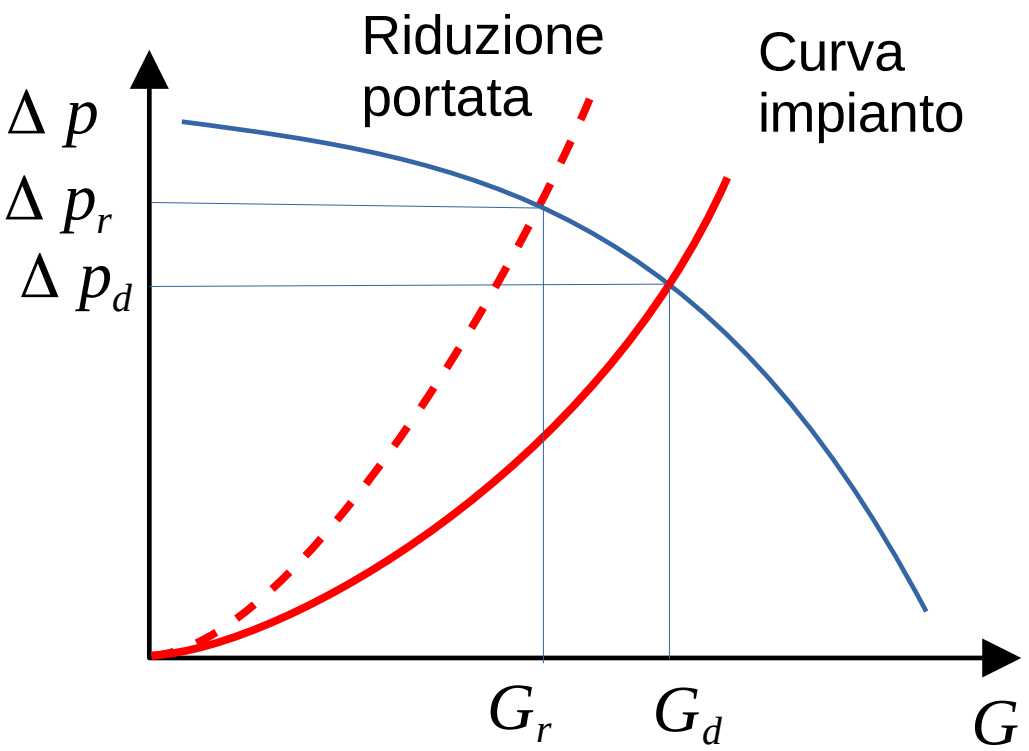


Pompe

- 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

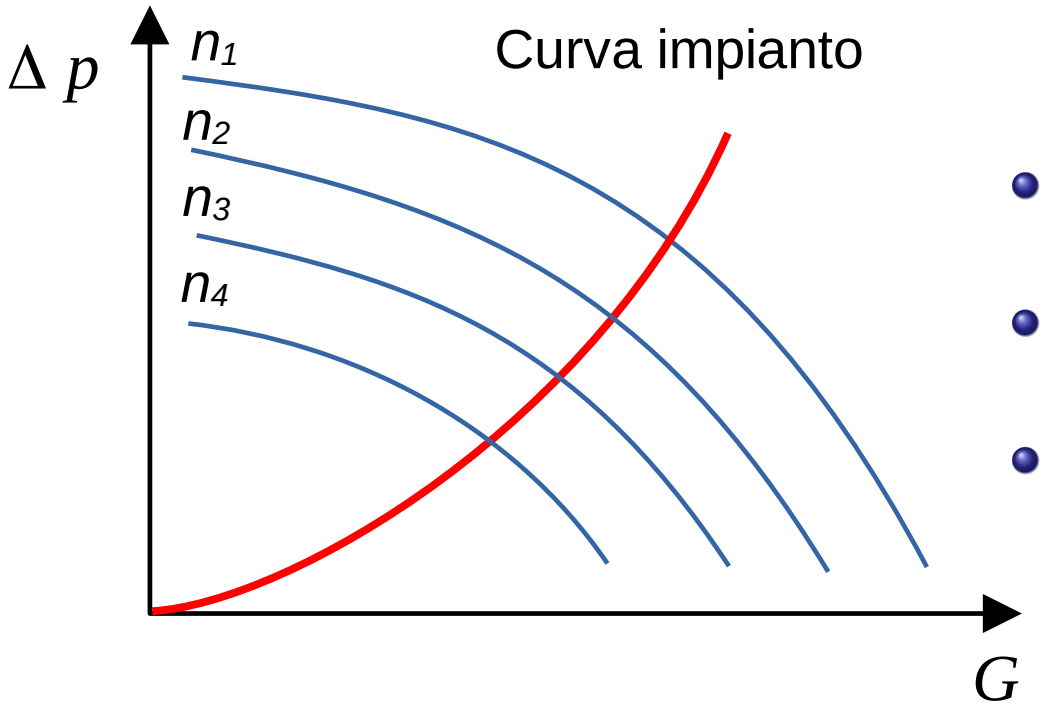
Pompe



- 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

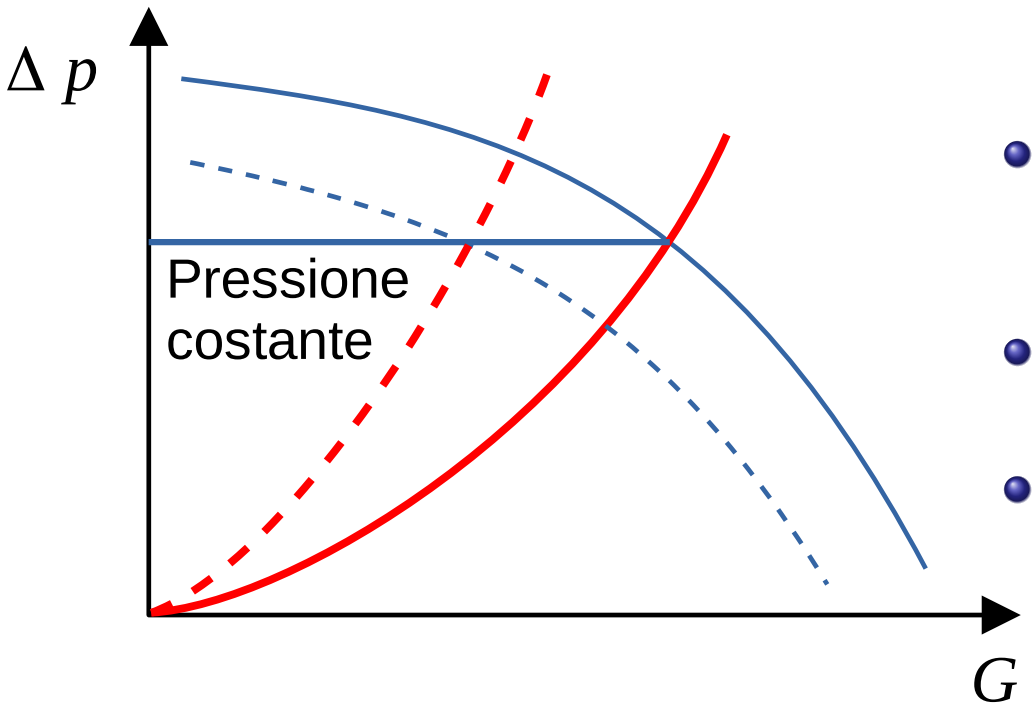
velocità variabile



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

Curva caratteristica

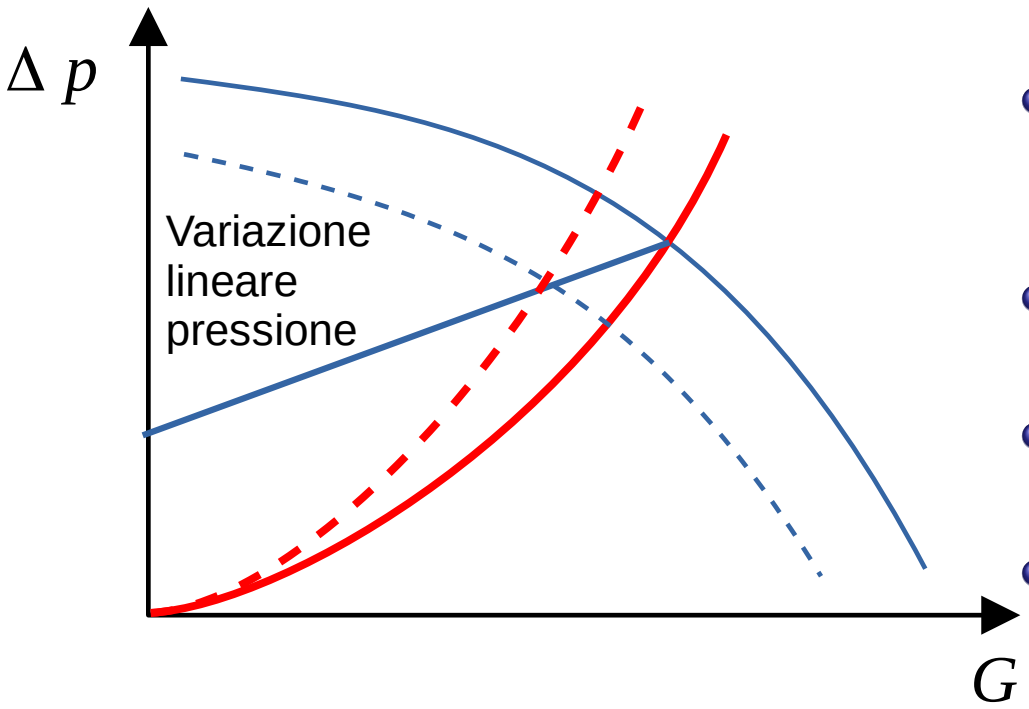
inverter, pressione costante



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

Curva caratteristica

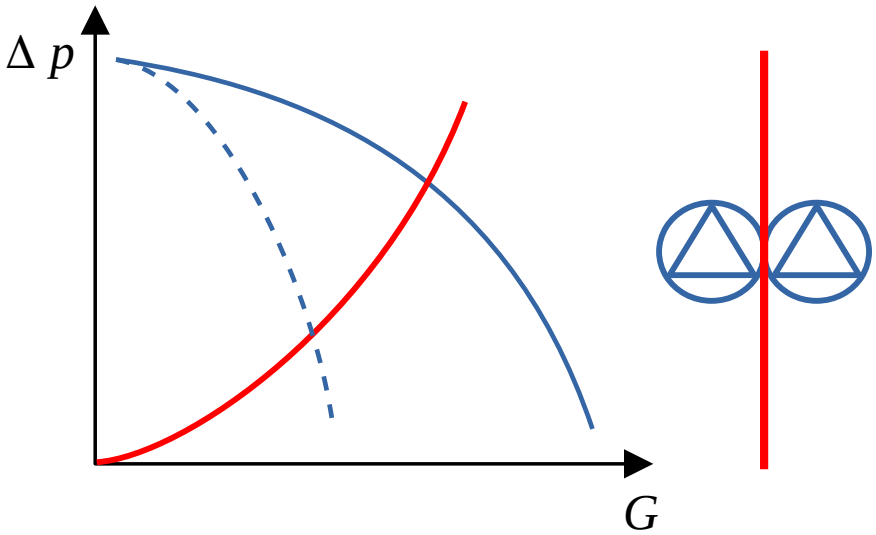
inverter, pressione lineare



- le pompe consentono di variare i giri con controllo elettroniche 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

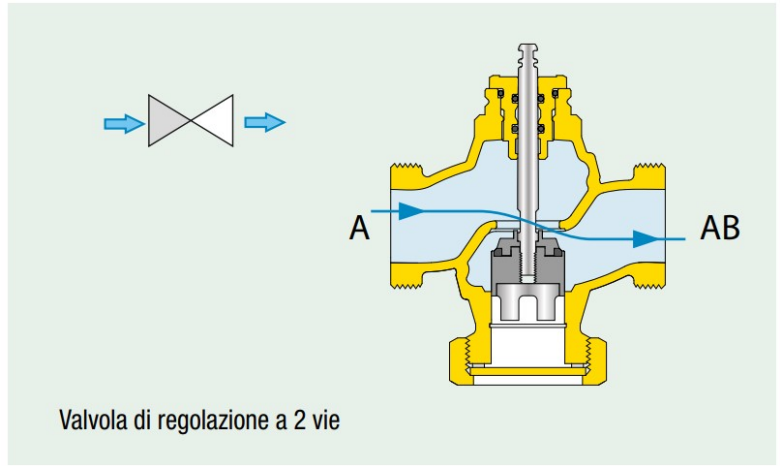


- le pompe possono essere accoppiate per aumentare la sicurezza
  - alternato: una pompa è tenuta di backup in caso di guasto
  - parallelo: se una pompa si guasta possono comunque far funzionare l'impianto con portate ridotte

Valvole

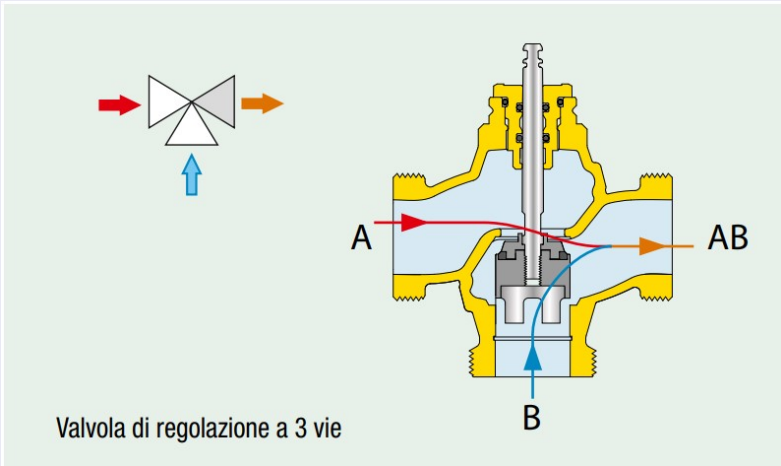
tiplogia

2 vie



fonte Caleffi

3 vie

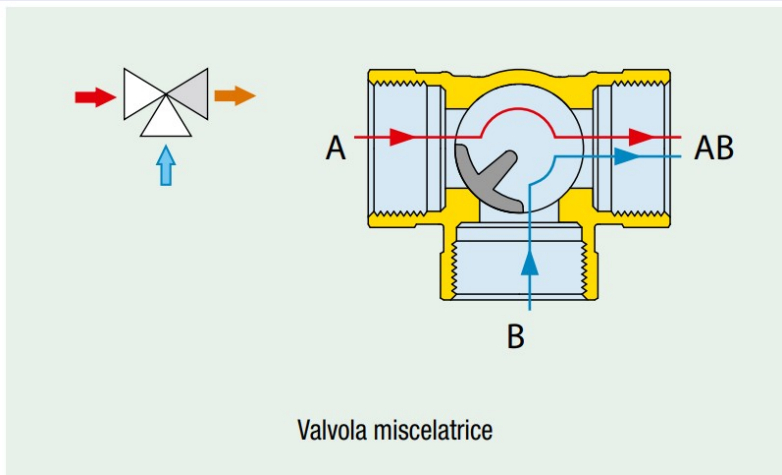


fonte Caleffi

Valvole

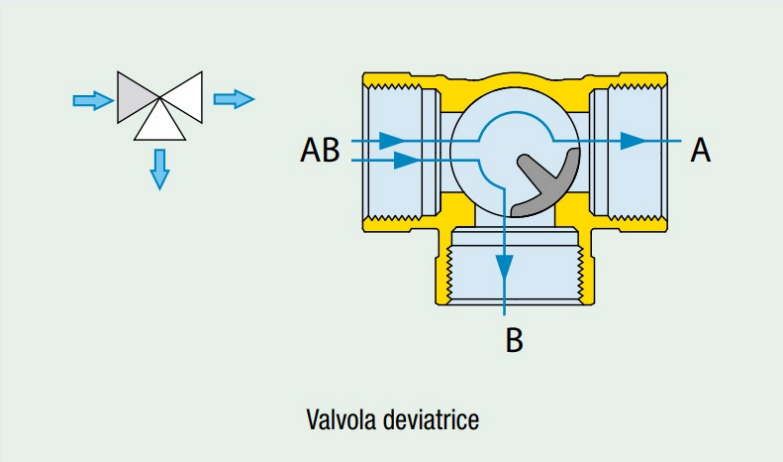
tiplogia

miscelatrice



fonte Caleffi

deviatrice



fonte Caleffi

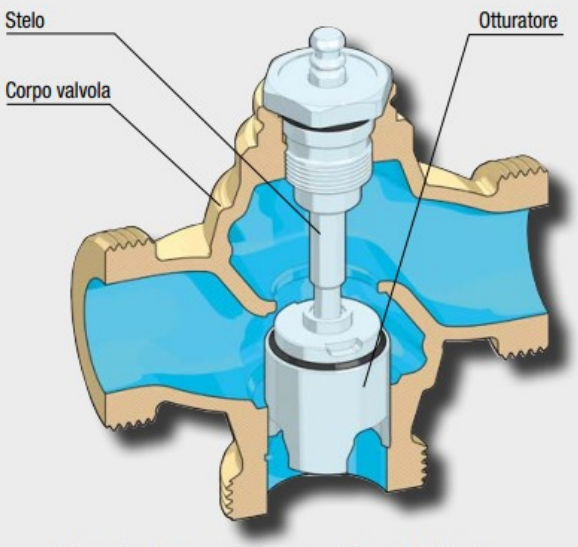
Valvole

tiplogia

Globo

VALVOLE A GLOBO

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



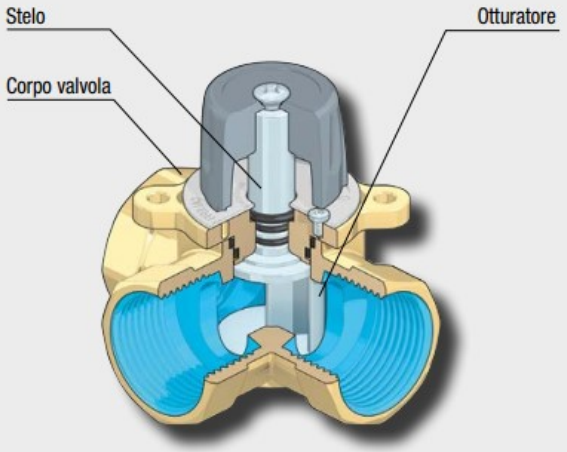
- Richiedono maggior spazio di installazione
- Hanno caratteristiche di regolazione più precise
- Presentano un trafilamento limitato
- Possono raggiungere un'elevata resistenza alla pressione statica

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.

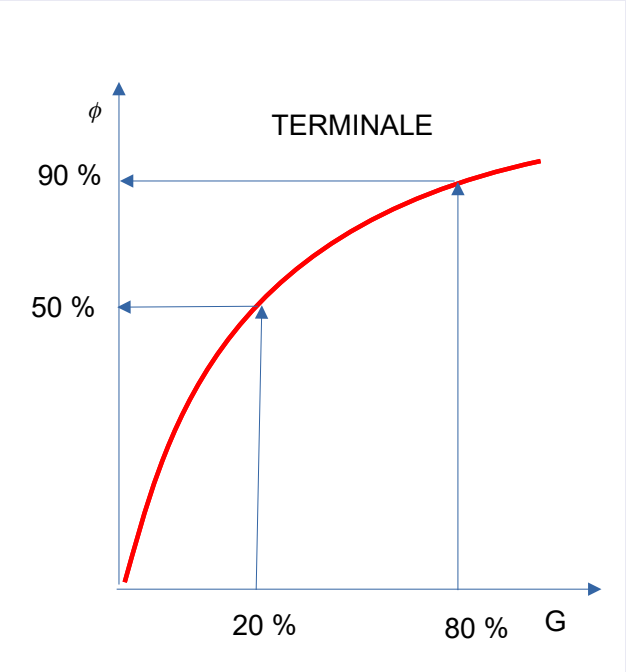


- Sono valvole compatte
- La caratteristica di regolazione è meno precisa
- Sono maggiormente soggette al fenomeno del trafilamento
- Hanno una resistenza limitata alla pressione statica

fonte Caleffi

Curva del terminale

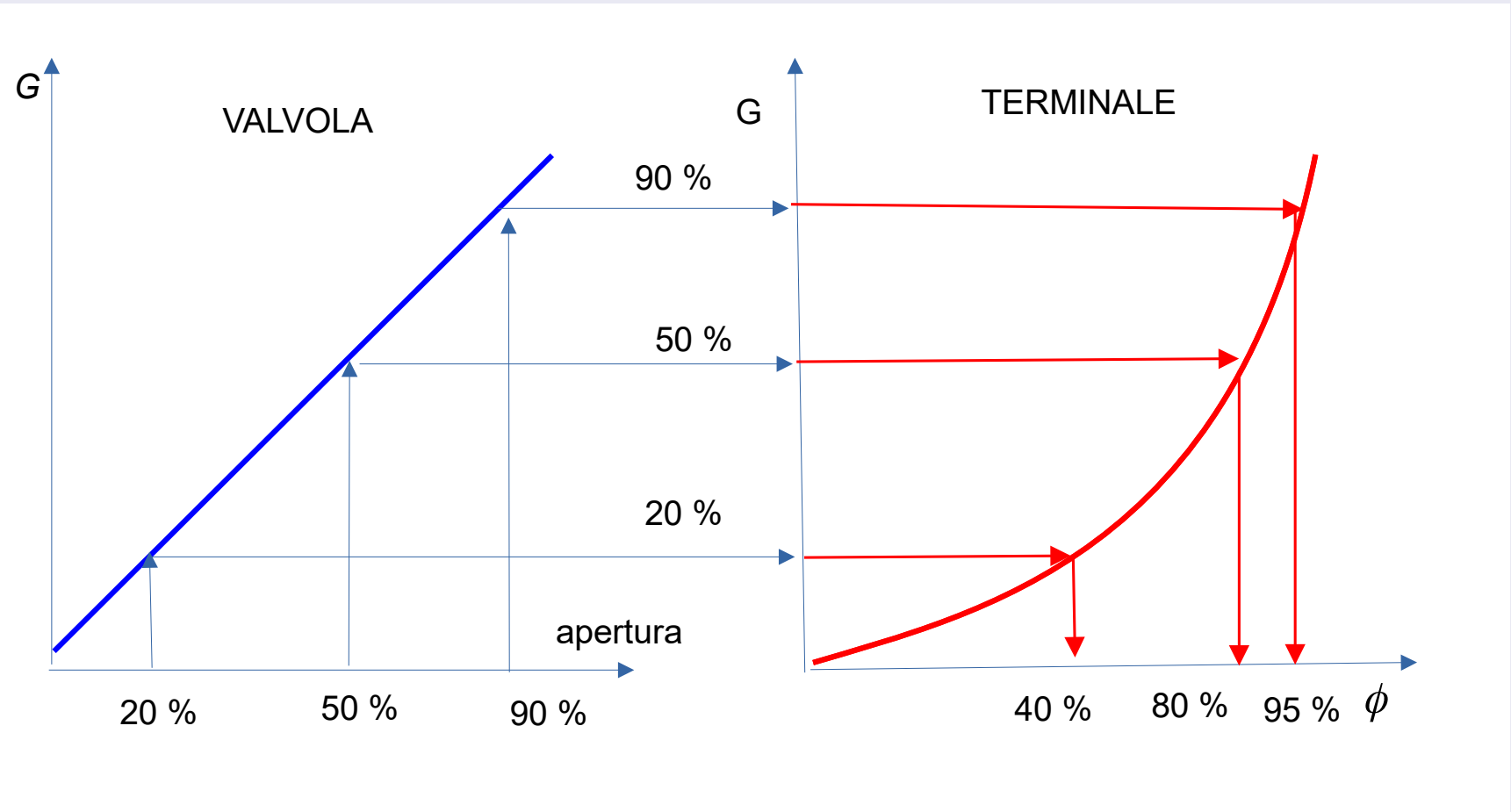
caratteristica non proporzionale



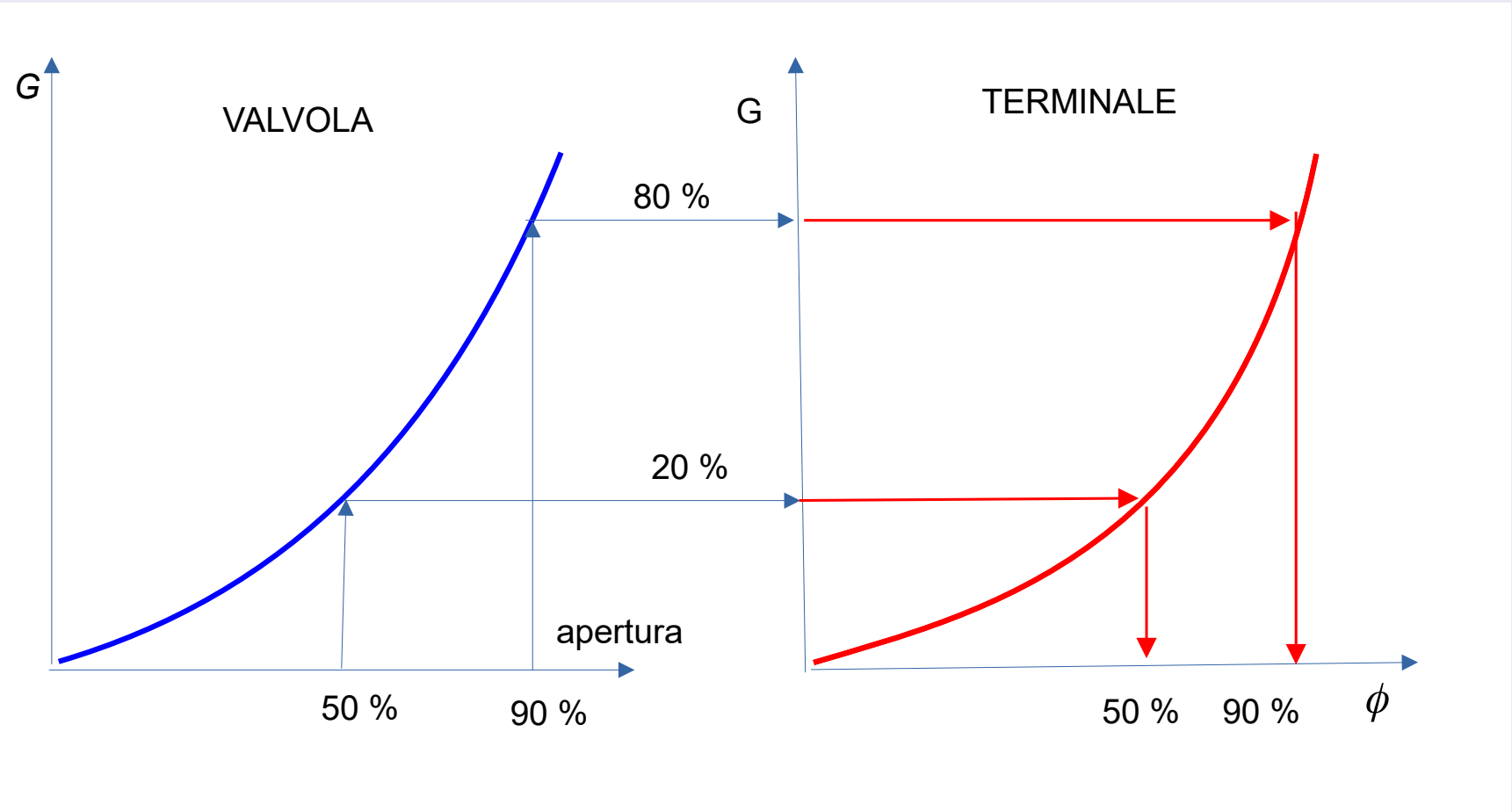
- il legame tra potenza di un terminale e portata non è lineare
- problemi con il controllo
- a grande spostamento corrisponde piccola variazione di potenza
- sarebbe auspicabile un andamento lineare

Controllo Terminali

valvola lineare



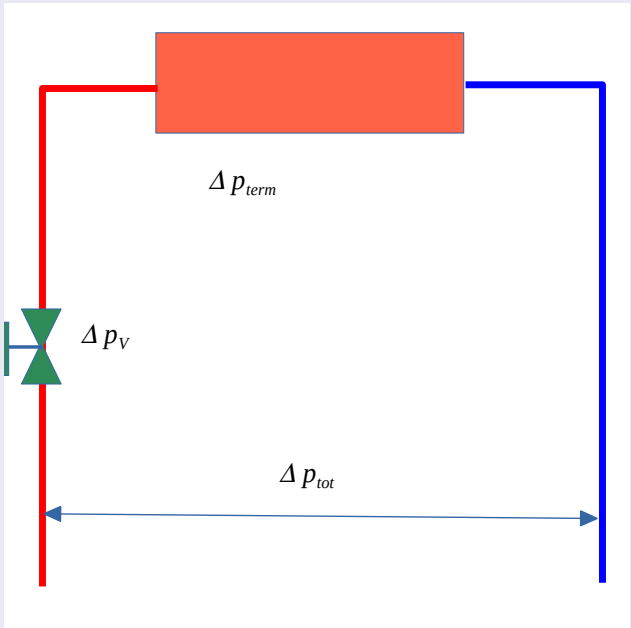
valvola equipercentuale



Autorità della valvola

controllo di circuiti

Autorità



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

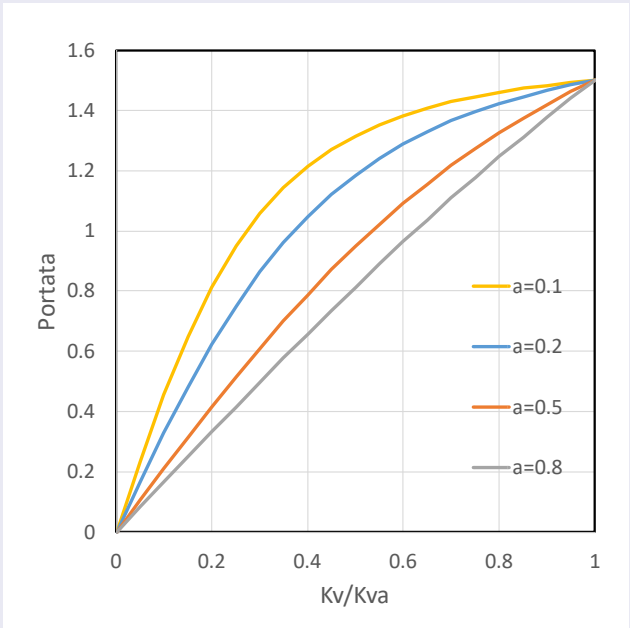
$$A = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_{tot}} = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + \Delta p_{circ} + \Delta p_{term}}$$

- sarebbe auspicabile $A > 0.5$

Autorità della valvola

portata al variare dell'Autorità

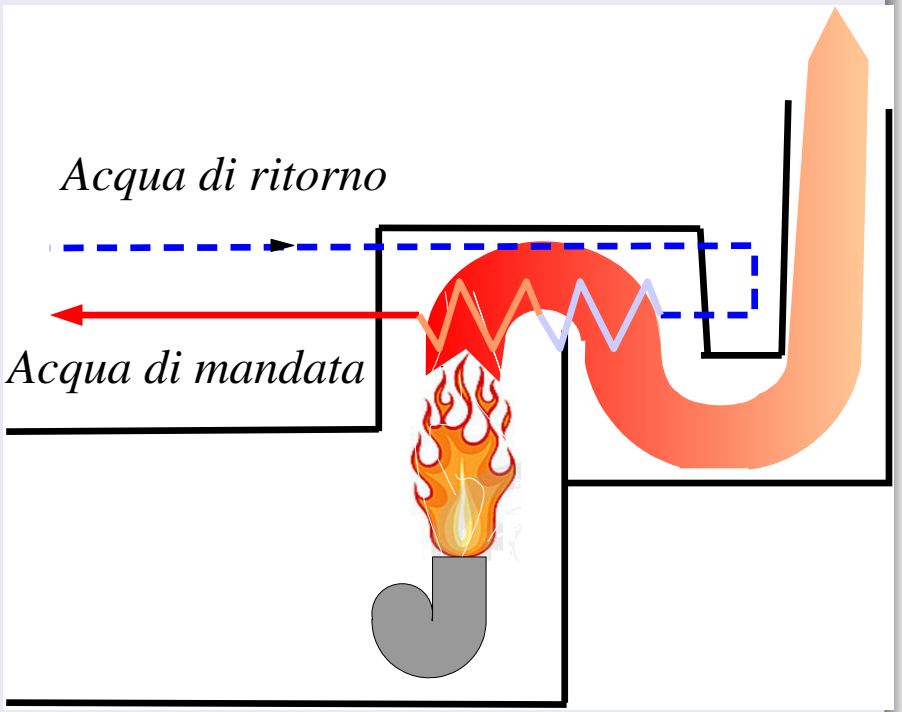
Autorità



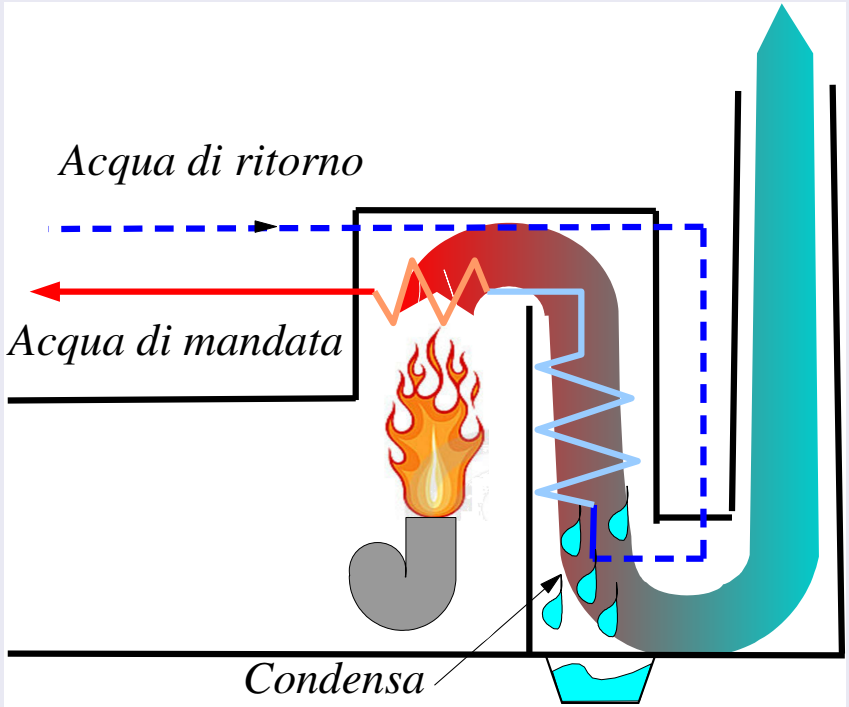
- Valvola con controllo lineare
- al variare dell'autorità varia la portata
- con bassa autorità il controllo diviene difficoltoso
- auspicabile $A > 0.5$

Caldaia

caldaia tradizionale



caldaia a condensazione



Caldaia a condensazione

rendimenti > 1

Caldaia tradizionale

$$\eta_{t_{100}} = \frac{\Phi_u}{\dot{m}_c H_i + R} \approx \mathbf{91\%}$$

$\eta_{t_{100}} =$ rendimento a massimo carico riferito ad H_i

$H_i =$ potere calorifico *inferiore*

$R =$ potenza del ventilatore del bruciatore (trascurabile)

Caldaia a condensazione

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

$$\eta_{t_{100}} = 98/102\%$$

η rendimento a massimo carico riferito ad H_s

H_s potere calorifico *superiore*

Pompe di calore

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
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	
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

Fattore di carico della pompa di calore

- 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

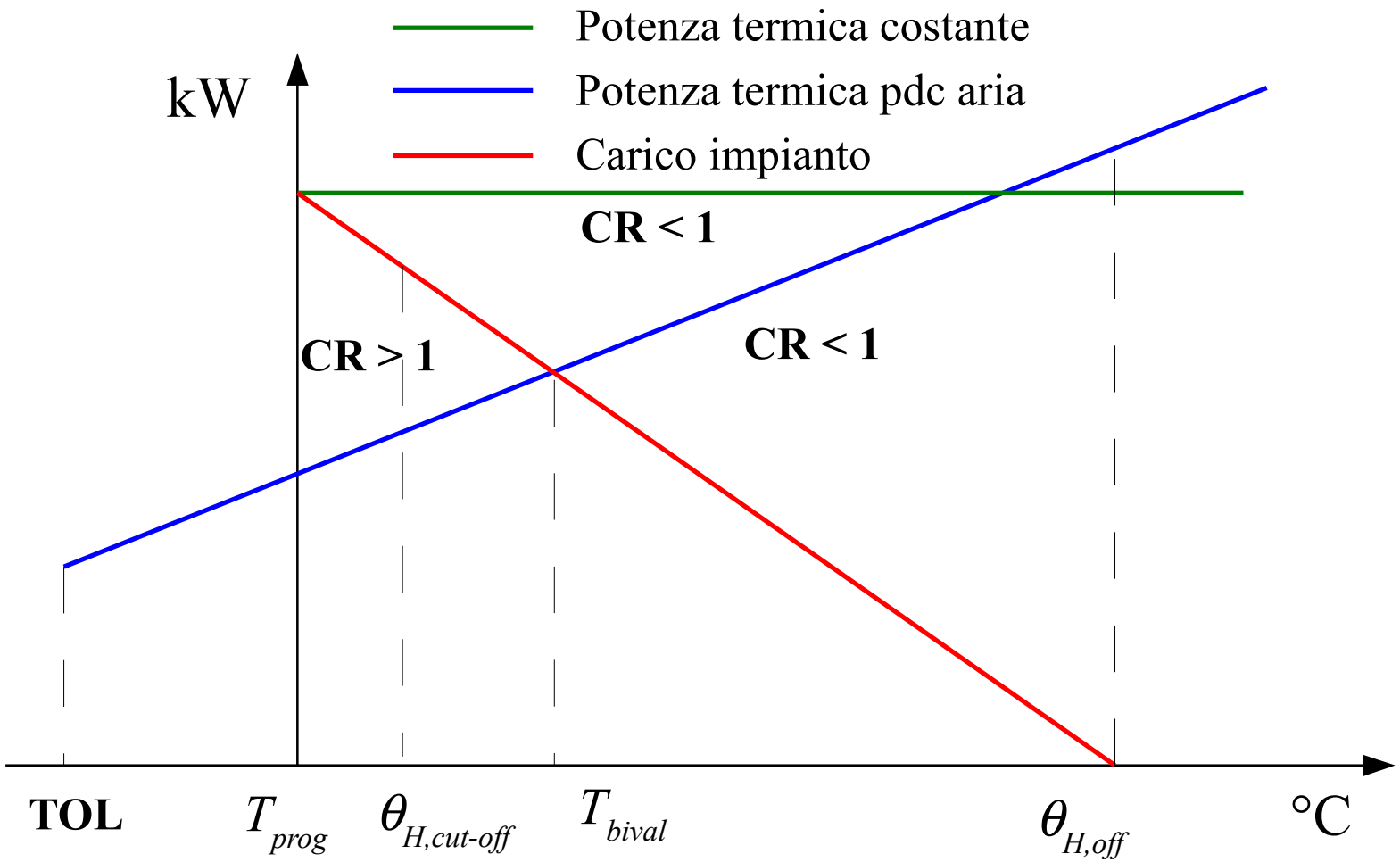
A. la pompa copre tutto il carico termico
B. copre solo parzialmente il carico, integrazione mediante resistenza elettrica o altro generatore integrato
C. inserita in un impianto dove è previsto la presenza di un generatore aggiuntivo

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



Casi possibili

1. $CR > 1$ e $\theta_f > \theta_{cut-off,min}$ funzionamento a pieno carico, ma non sufficiente a coprire il carico
2. $CR = 1$ funzionamento a pieno carico, sufficiente a coprire il carico
3. $CR < 1$funzionamento parzializzato sufficiente, a coprire il carico
4. $\theta_f < \theta_{cut-off,min}$, pompa di calore disattivata
5. $\theta_f \leq TOL$, pompa di calore disattivata

PDC funzionamento bivalente

Impianto bivalente a pompa di calore aria-acqua

(schema funzionale)

L'impianto è costituito essenzialmente da:
- una pompa di calore aria-acqua,
- una caldaia murale,
- un bollitore a camicia,
- un circuito per servire i terminali.

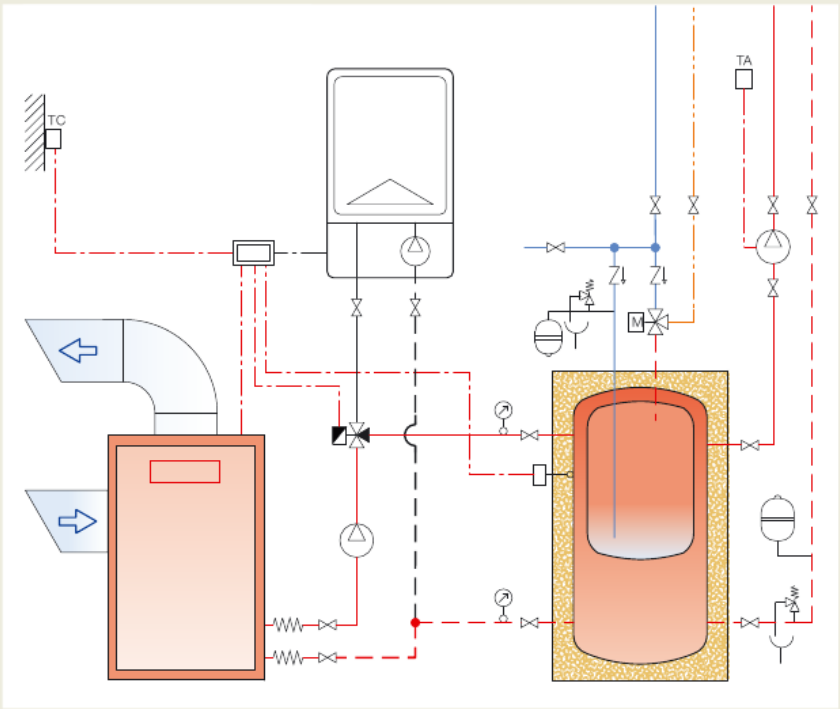
Il bollitore a camicia è utilizzato **sia come tampone sia per produrre acqua calda sanitaria**.

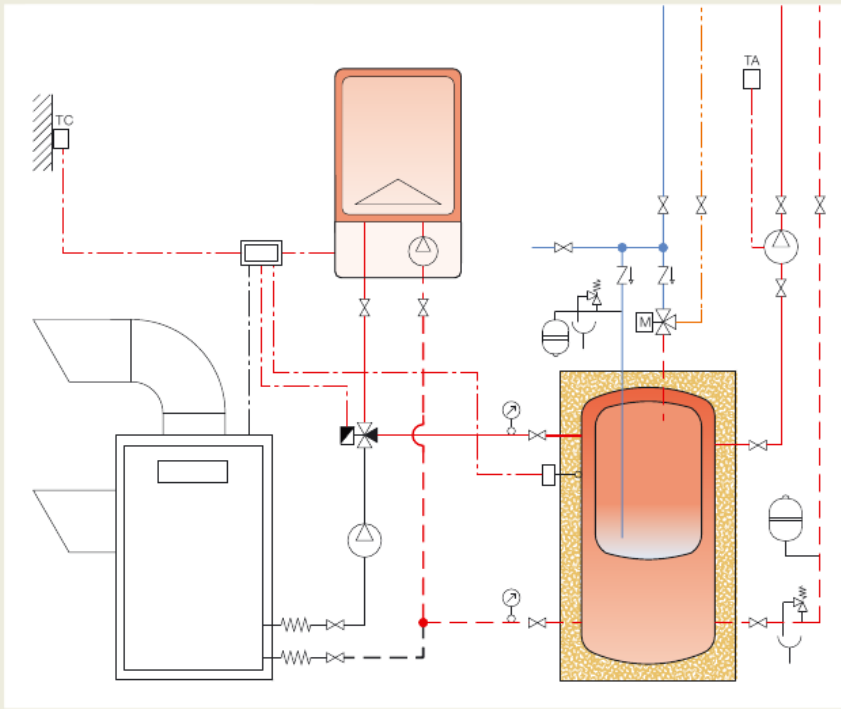
I terminali sono serviti da un circuito la cui pompa è asservita ad un termostato ambiente.

L'impianto funziona **con pompa di calore attivata** e caldaia disattivata, quando la temperatura dell'aria esterna (rilevata dal termostato di commutazione) **supera il valore impostato**. In tale fase, la valvola deviatrice apre la via che collega direttamente la pompa di calore al bollitore.
Per contro l'impianto funziona **con caldaia attivata** e pompa di calore disattivata, quando la temperatura dell'aria esterna è **inferiore al valore impostato**. In tale fase, la valvola deviatrice apre la via che collega direttamente la caldaia al bollitore.

Il **miscelatore termostatico** serve a regolare la temperatura dell'acqua calda sanitaria quando è prodotta dalla caldaia.

	Valvola deviatrice		*Giunzione antivibrante*
M	*Miscelatore*		*Valvola di ritegno*
	Termostato ad immersione		*Valvola di intercettazione*
TC	*Termostato commutazione*		*Valvola di sicurezza*
TA	*Termostato ambiente*		*Vaso di espansione*
	Termometro		

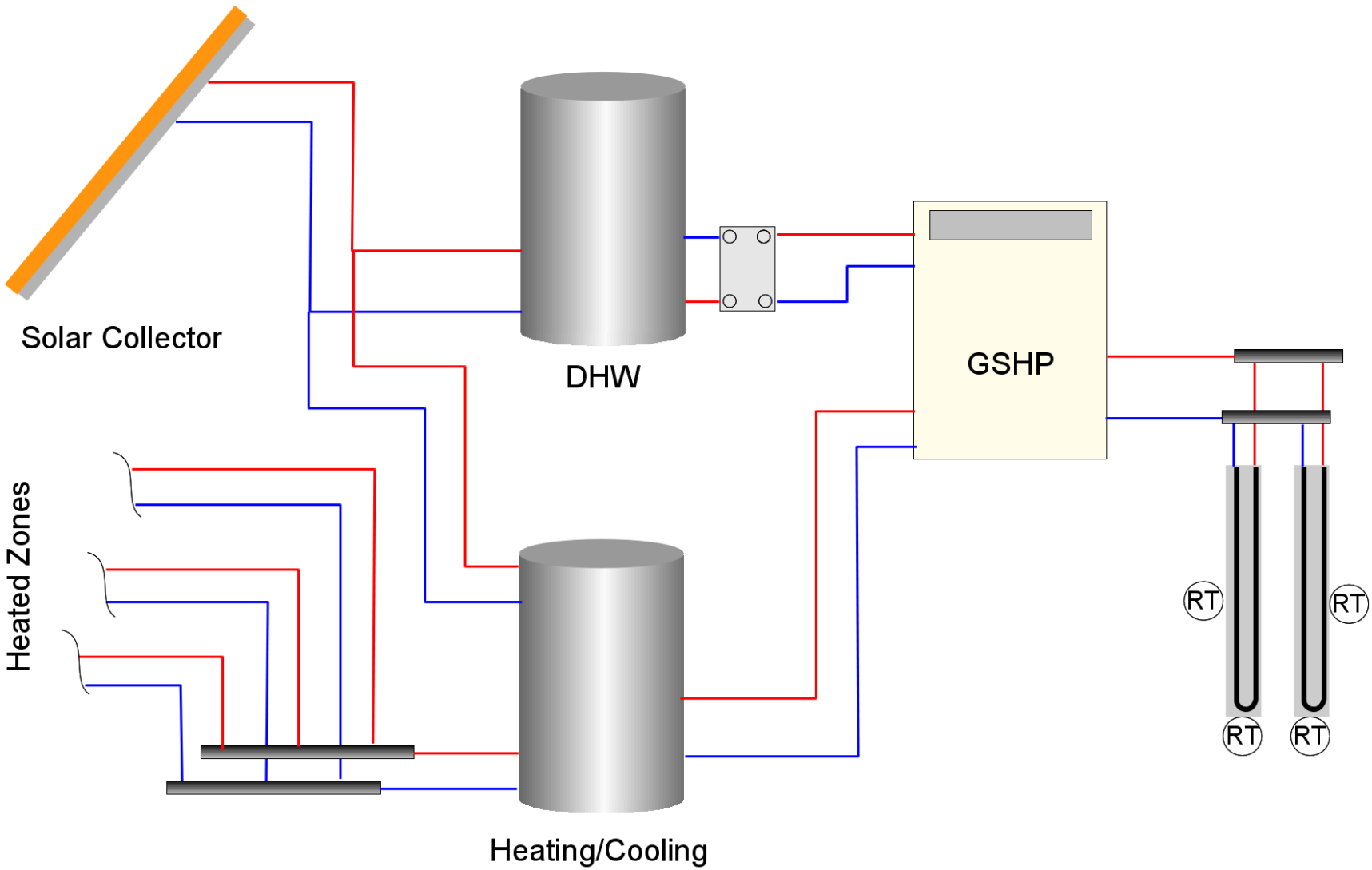




da rivista Idraulica n 33

Schema PDC Geotermica

edificio realizzato a Trieste



Schema PDC Geotermica

edificio realizzato a Trieste

Sistemi di produzione Acqua Calda Sanitaria

tipologia di produzione

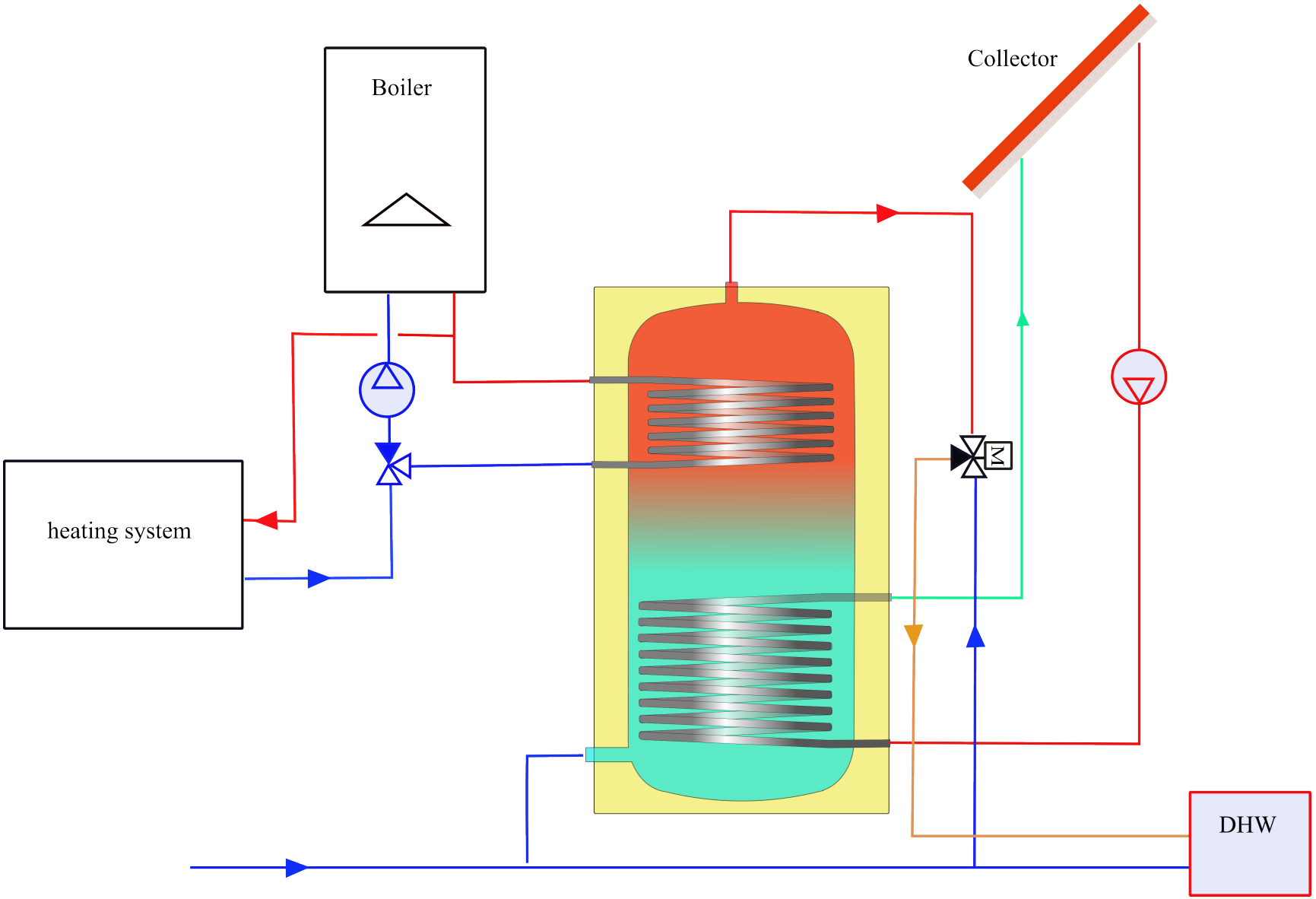
1. scalda-acqua autonomi di tipo istantaneo o accumulo
2. Impianto centralizzato di produzione di acqua calda sanitaria, generatore dedicato
3. impianto autonomo con generatore combinato per riscaldamento e produzione istantanea ACS
4. impianto autonomo con generatore combinato per riscaldamento e ACS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

ACS

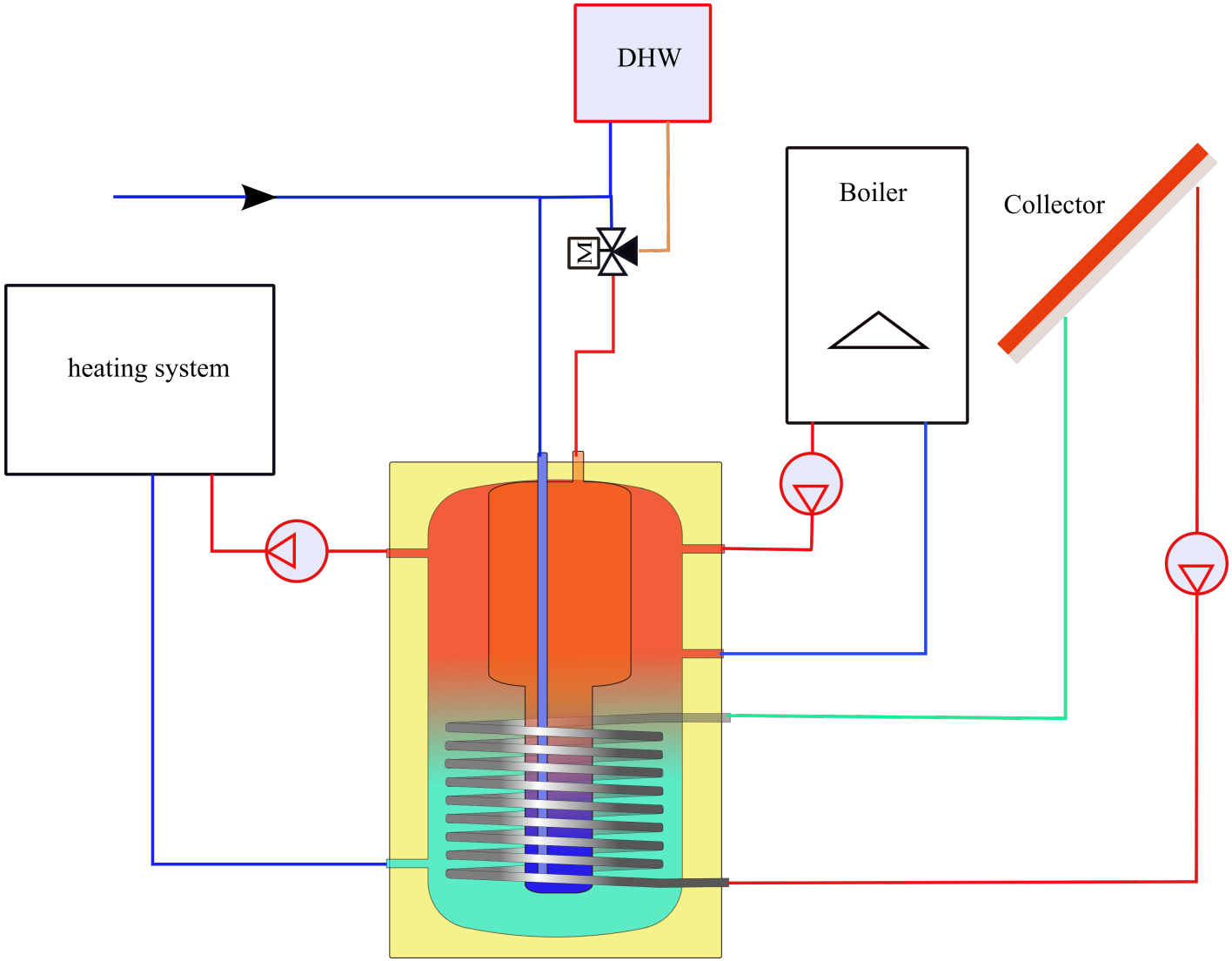
Problematiche

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

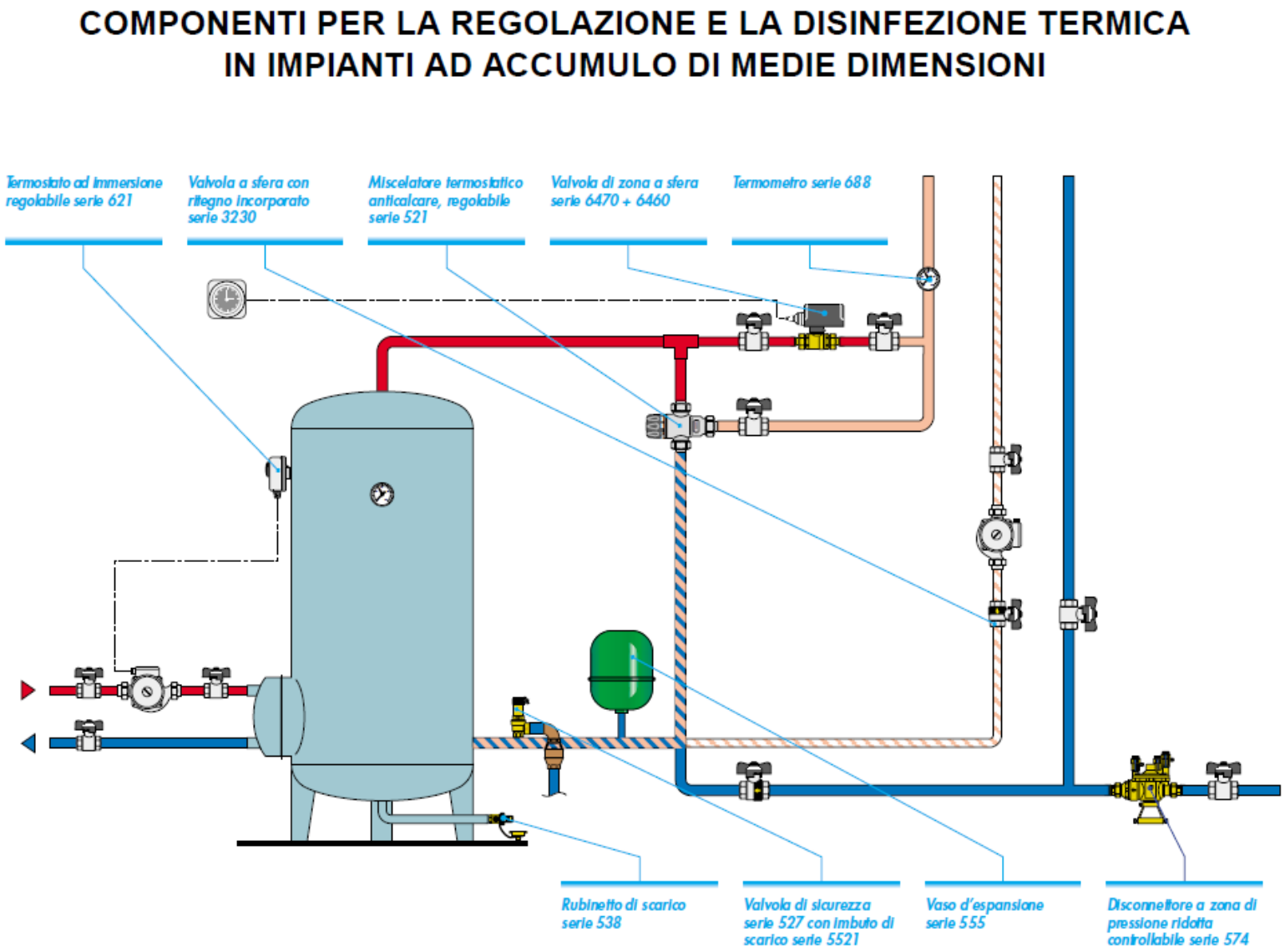


integrazione solare e tank in tank



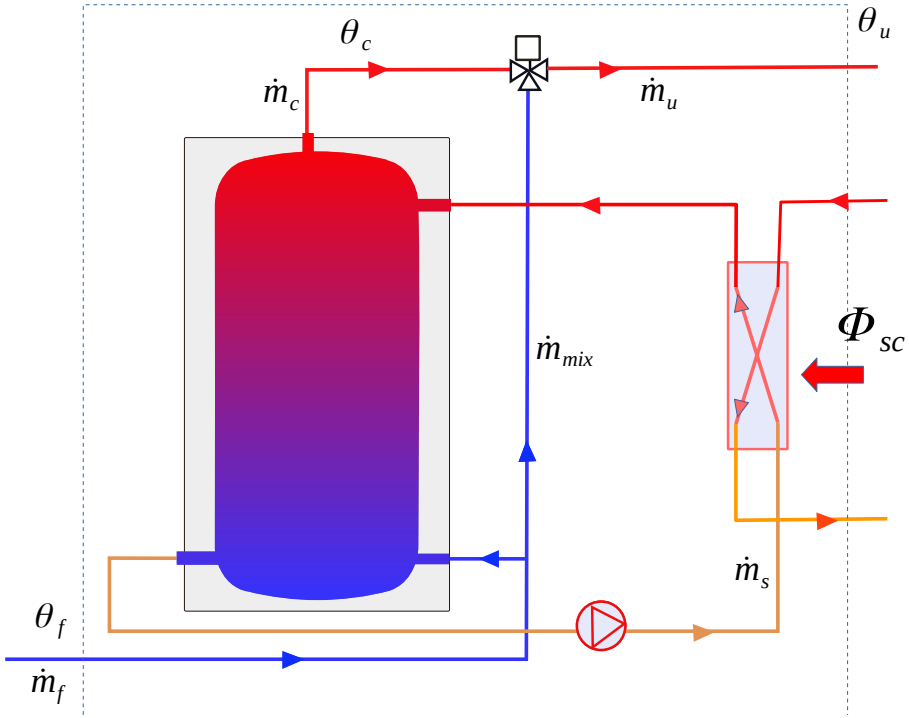
impianto a ricircolo

fonte caleffi



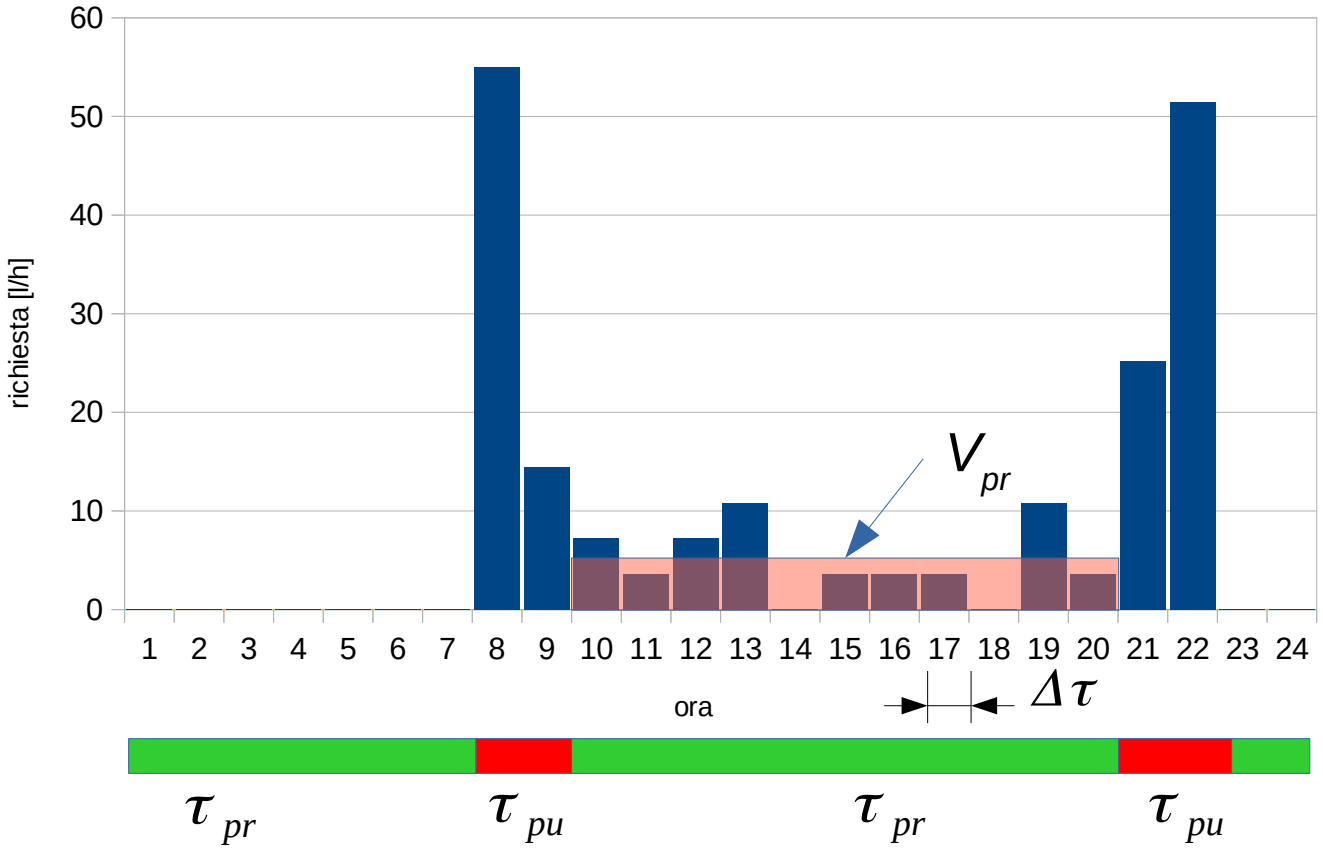
dimensionamento accumulo termico

accumulo con scambiatore esterno



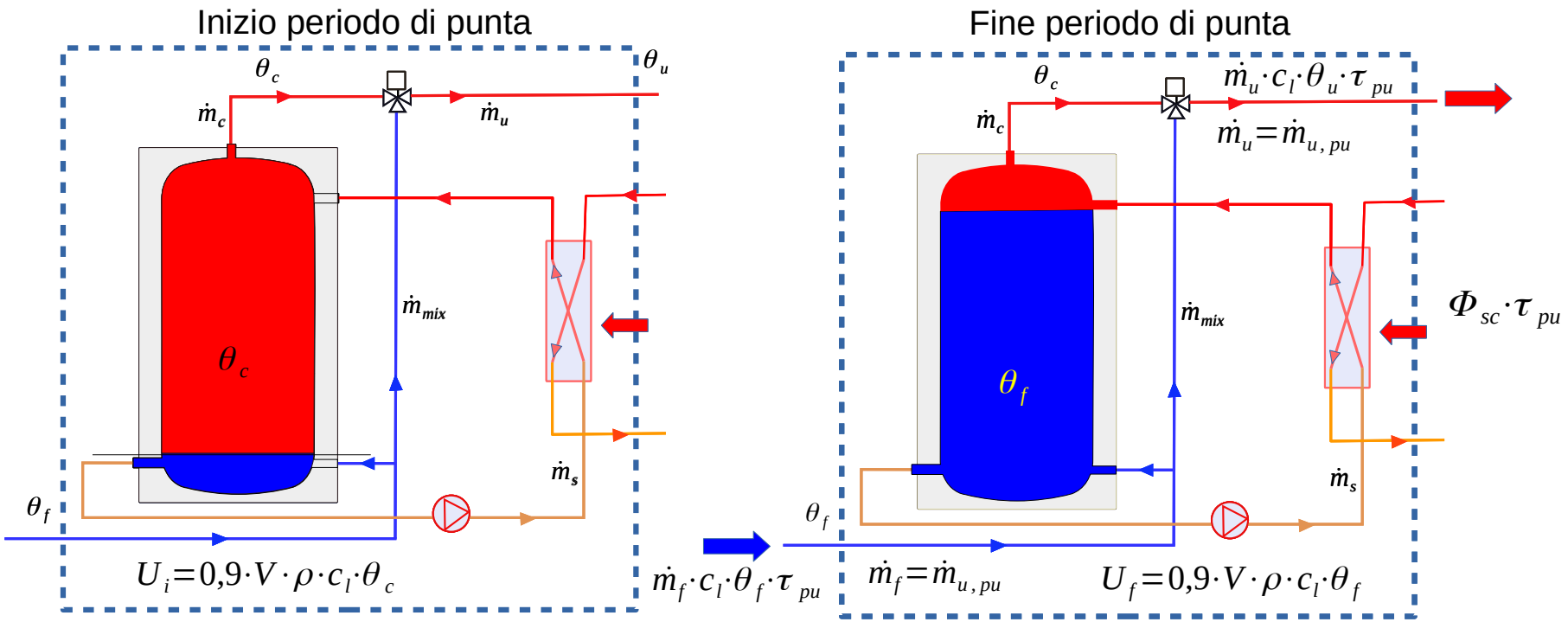
dimensionamento accumulo termico

accumulo con scambiatore esterno



Dimensionamento Accumuli

Fase di scarica



dimensionamento accumulo termico

Bilancio termico

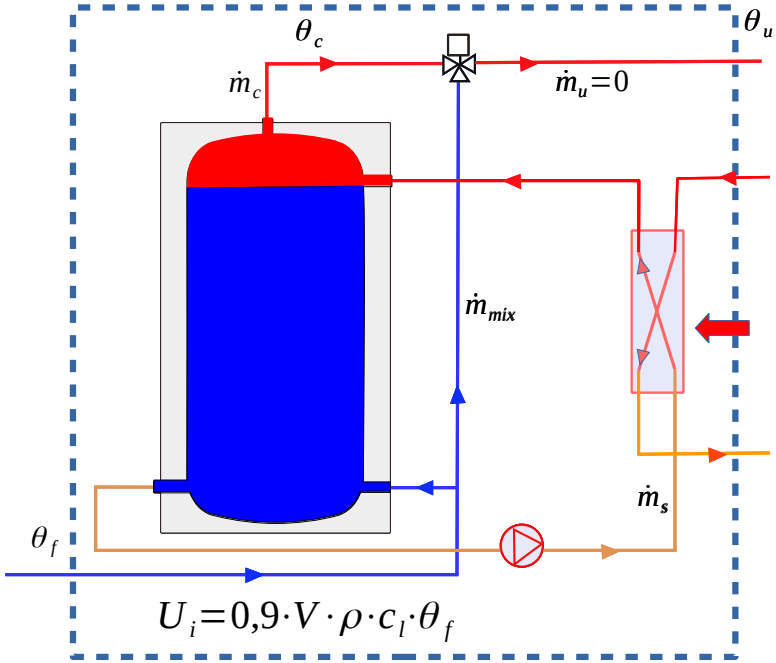
$$\dot{m}_u \cdot c_l \cdot \theta_u \cdot \tau_{pu} = \dot{m}_u \cdot c_l \cdot \theta_f \cdot \tau_{pu} + \\ + \Phi_{sc} \cdot \tau_{pu} + 0,9 \cdot V \cdot \rho \cdot c_l \cdot (\theta_c - \theta_f)$$

- 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

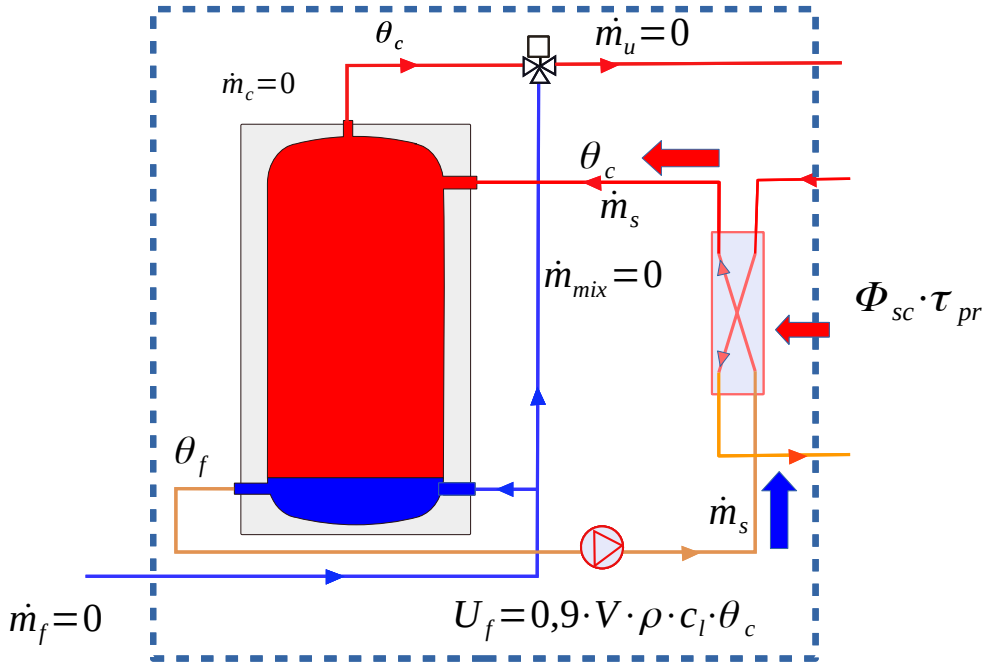
Dimensionamento Scambiatore

Fase di carica

Inizio periodo di preparazione



Fine periodo di preparazione



dimensionamento accumulo termico

Dimensionamento scambiatore

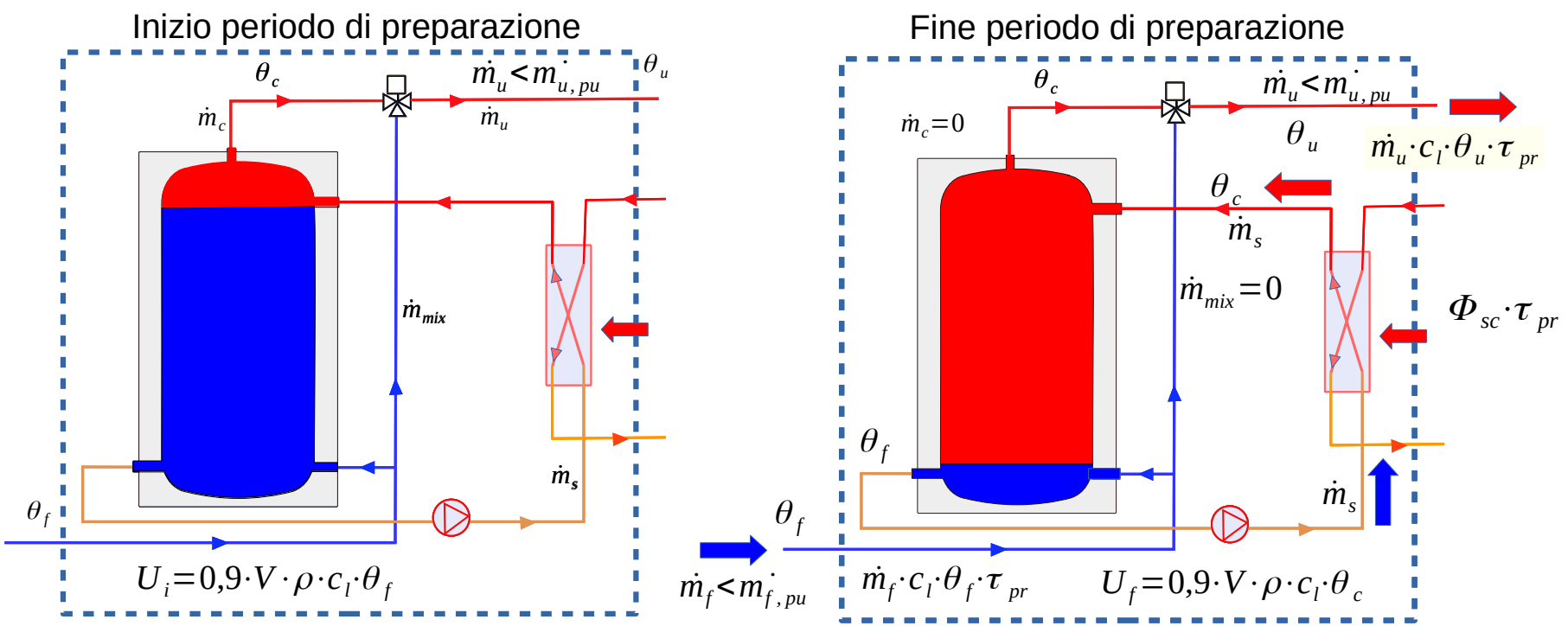
$$\Phi_{sc} = 0,9 \cdot \frac{V \cdot \rho \cdot c_l \cdot (\theta_c - \theta_f)}{\tau_{pr}}$$

Volume accumulo

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

Dimensionamento Scambiatore

Fase di carica con prelievo



dimensionamento accumulo termico

con prelivo durante la carica

Dimensionamento scambiatore

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

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

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

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

Volume accumulo

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