

Capitolo 6

Impianti di riscaldamento/raffrescamento

Laboratorio di Costruzione dell'Architettura
Controllo Ambientale degli Edifici

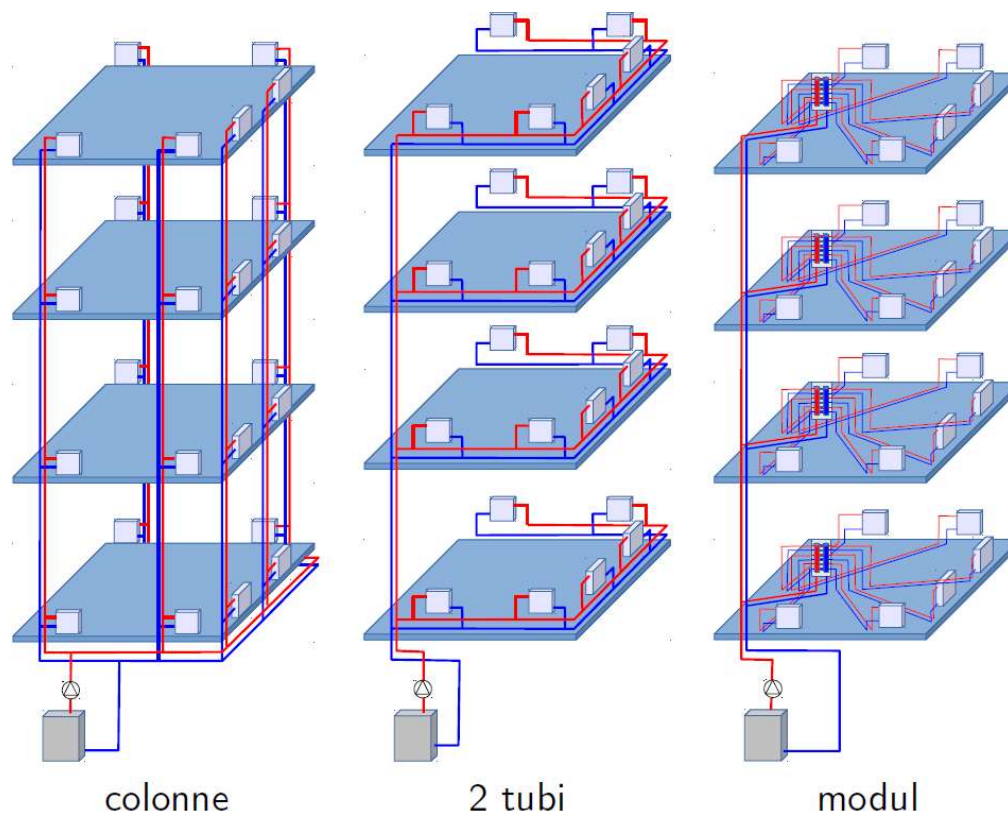
Docente: Riccardo Zamolo (rzamolo@units.it)



A.A. 2025/2026

Impianti riscaldamento/raffrescamento

Impianti a distribuzione verticale:



Perdite di carico

Il passaggio del fluido termovettore (acqua) nelle tubazioni dell'impianto di distribuzione dà luogo a **perdite di carico**, ossia **trasformazioni irreversibili di parte dell'energia meccanica** posseduta dall'acqua (**cinetica** $\frac{w^2}{2}$, di **pressione** $p \cdot v$, **potenziale gravitazionale** $g \cdot z$) in **calore** a causa dell'**attrito**, come da secondo principio.

In una tubazione isolata termicamente ($\dot{Q} = 0$), tale **degradazione energetica** porterebbe ad un **aumento di temperatura** dell'acqua, seppur limitatissima. Ad esempio, nel caso di una tubazione orizzontale (quota z costante) a sezione costante (velocità w costante) lungo cui si abbia una (enorme) **perdita di pressione** $\Delta p = -1 \text{ bar} = -10^5 \text{ Pa}$, dal primo principio per **sistemi aperti e fluido incomprimibile** (acqua, $c = 4190 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$, $v = 0.001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$) si ottiene:

$$\Delta h = c \cdot \Delta T + v \cdot \Delta p = 0 \quad \Rightarrow \quad \Delta T = -\frac{v}{c} \Delta p = 0.02 \text{ }^\circ\text{C}$$

La **pompa di circolazione** è l'elemento che permette la circolazione dell'acqua nell'impianto, fornendo l'**energia** «persa» dall'acqua. Tali «perdite» di energia Δh_p sono espresse in termini di **energia cinetica** $\frac{w^2}{2}$, ossia quella associata al **moto del fluido**, poiché è il moto del fluido che determina tali perdite per **attrito**:

$$\Delta h_p = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} = \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$$

dove ξ è il **coefficiente di perdita** (adimensionale) e w la **velocità media del fluido** nel tratto considerato.

Perdite di carico

Oltre che in termini di Δh_p , ossia **energia dissipata per unità di massa di fluido** $\left[\frac{J}{kg}\right]$, le perdite di carico possono essere espresse anche in termini di **perdita di pressione** Δp [Pa] tenendo conto che la variazione di **energia di pressione** è $v \cdot \Delta p$ (ricordando anche il corrispondente termine nella variazione di entalpia per fluido incomp.: $\Delta h = c \cdot \Delta T + v \cdot \Delta p$)

$$v \cdot \Delta p = \Delta h_p \quad \Rightarrow \quad \Delta p = \rho \cdot \Delta h_p = \rho \cdot \xi \cdot \frac{w^2}{2} \quad [Pa]$$

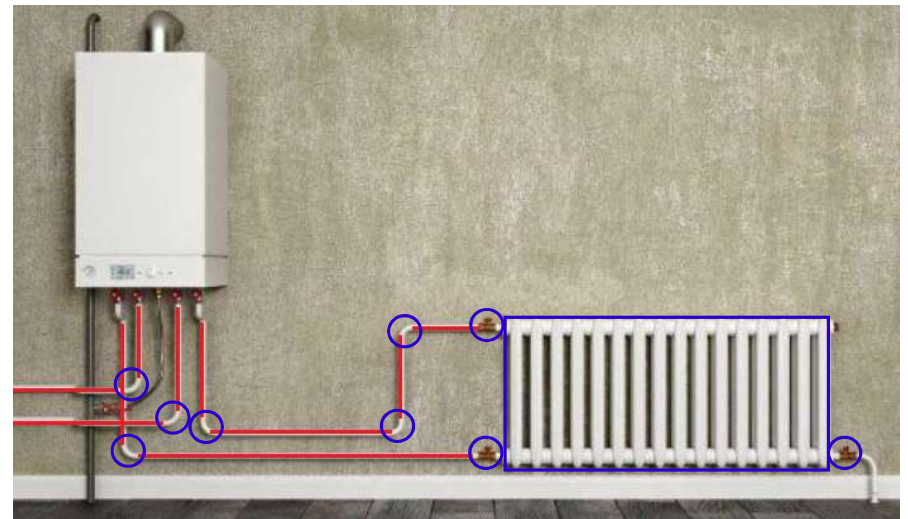
dove ρ è la densità ($\rho = 1000 \frac{kg}{m^3}$ per l'acqua). Si distinguono tipicamente **due tipologie di perdite di carico**:

- **continue** quando riguardano un **tratto di tubazione rettilineo** lungo L di diametro (idraulico) D :

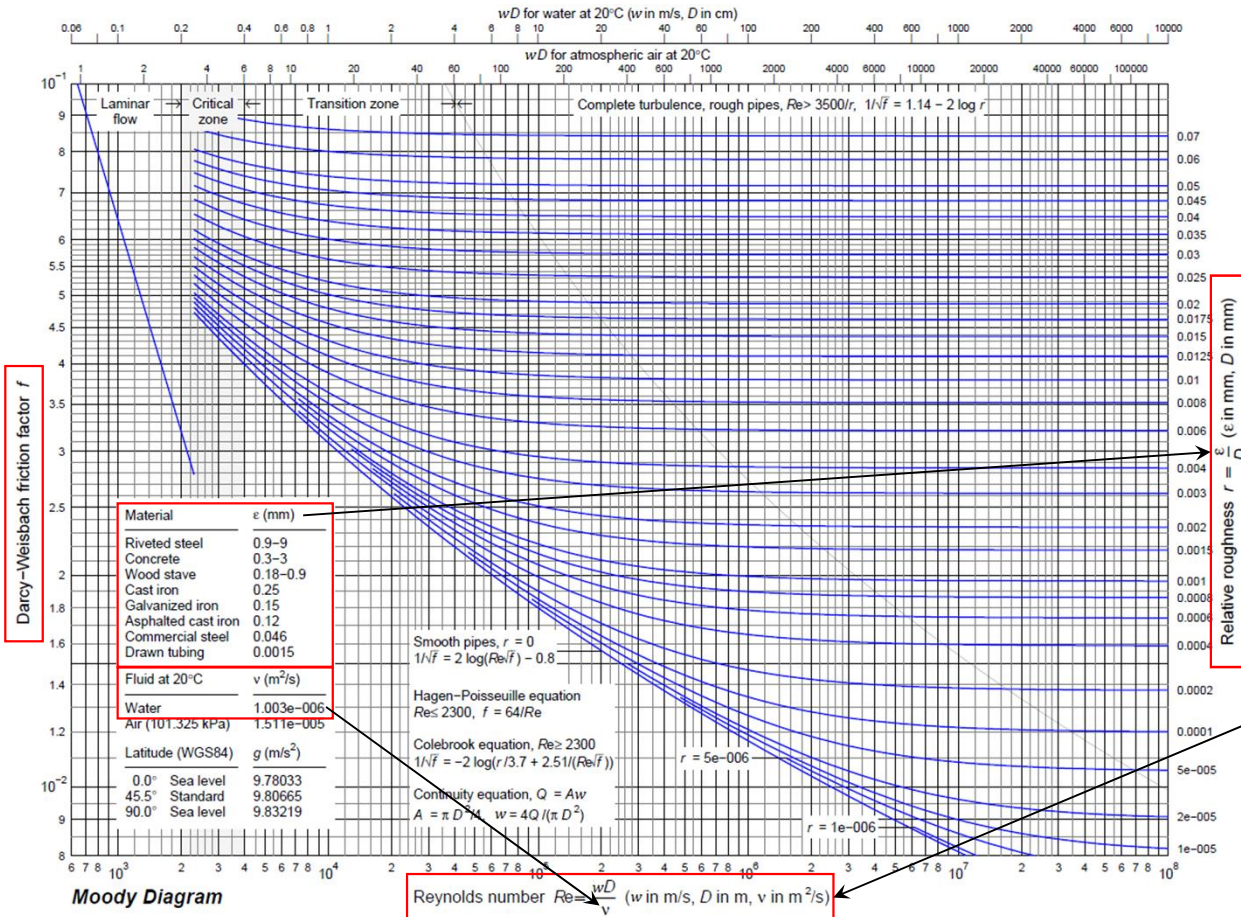
$$\xi = f \cdot \frac{L}{D}$$

dove f è il **fattore di attrito** che dipende dalle **condizioni di moto** (laminare, turbolento) e dalle **condizioni superficiali** interne della tubazione (rugosità ε).

- **localizzate** in corrispondenza di discontinuità come curve, gomiti, valvole, ecc. In questo caso il valore del coefficiente di perdita ξ si trova tabellato in funzione della tipologia di discontinuità.



Perdite di carico continue: f da diagramma di Moody



Il fattore d'attrito f si ricava graficamente dal diagramma di Moody in funzione di:

- rugosità relativa $r = \frac{\epsilon}{D}$
- numero di Reynolds $Re = \frac{wD}{\nu}$

Perdite di carico continue: f tramite formule semplificate

Lavorare in forma grafica attraverso diagramma di Moody può non essere pratico in certi casi (es. foglio di calcolo automatico). In questi casi risulta più comodo usare delle **formule semplificate** che forniscono **direttamente il fattore d'attrito f** in funzione del **numero di Reynolds** $Re = \frac{wD}{\nu}$ ($\nu = 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ per l'acqua) e del diametro D [m]:

- tubi a **bassa rugosità superficiale** $0.002 \text{ mm} < \varepsilon < 0.010 \text{ mm}$ (rame, plastica):

$$f = \frac{0.32}{Re^{0.25}}$$

- tubi a **media rugosità superficiale** $0.010 \text{ mm} < \varepsilon < 0.090 \text{ mm}$ (acciaio):

$$f = \frac{0.07}{(Re \cdot D)^{0.14}}$$

Perdite di carico localizzate

Diametro interno tubi rame, PEad, PEX		8+16 mm	18+28 mm	30+54 mm	>54 mm	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"	Diametro esterno tubi acciaio		3/8"+1/2"	3/4"+1"	1 1/4"+2"	>2"	
Tipo di resistenza localizzata	Simbolo					Tipo di resistenza localizzata	Simbolo					
Curva stretta a 90°	$r/d = 1,5$		2,0	1,5	1,0	0,8	Valvola di intercettazione diritta		10,0	8,0	7,0	6,0
Curva normale a 90°	$r/d = 2,5$		1,5	1,0	0,5	0,4	Valvola di intercettazione inclinata		5,0	4,0	3,0	3,0
Curva larga a 90°	$r/d > 3,5$		1,0	0,5	0,3	0,3	Saracinesca a passaggio ridotto		1,2	1,0	0,8	0,6
Curva stretta a U	$r/d = 1,5$		2,5	2,0	1,5	1,0	Saracinesca a passaggio totale		0,2	0,2	0,1	0,1
Curva normale a U	$r/d = 2,5$		2,0	1,5	0,8	0,5	Valvola a sfera a passaggio ridotto		1,6	1,0	0,8	0,6
Curva larga a U	$r/d > 3,5$		1,5	0,8	0,4	0,4	Valvola a sfera a passaggio totale		0,2	0,2	0,1	0,1
Allargamento				1,0			Valvola a farfalla		3,5	2,0	1,5	1,0
Restringimento				0,5			Valvola a ritegno		3,0	2,0	1,0	1,0
Diramazione semplice con T a squadra				1,0			Valvola per corpo scaldante tipo diritto		8,5	7,0	6,0	--
Confluenza semplice con T a squadra				1,0			Valvola per corpo scaldante tipo a squadra		4,0	4,0	3,0	--
Diramazione doppia con T a squadra				3,0			Detentore dritto		1,5	1,5	1,0	--
Confluenza doppia con T a squadra				3,0			Detentore a squadra		1,0	1,0	0,5	--
Diramazione semplice con angolo inclinato (45°- 60°)				0,5			Valvola a quattro vie		6,0			4,0
Confluenza semplice con angolo inclinato (45°- 60°)				0,5			Valvola a tre vie		10,0			8,0
Diramazione con curve d'invito				2,0			Passaggio attraverso un radiatore				3,0	
Confluenza con curve d'invito				2,0			Passaggio attraverso una caldaia				3,0	

Il coefficiente di perdita ξ si ottiene in funzione della **tipologia di discontinuità localizzata**.

Anche la perdita di carico conseguente al **passaggio in ogni radiatore** può essere calcolata attraverso il relativo **coefficiente di perdita localizzata**.

Perdite di carico totali

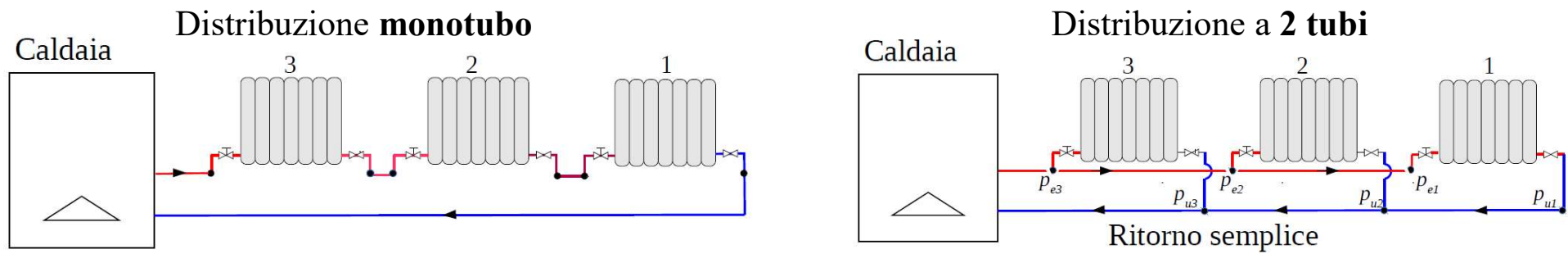
Le **perdite di carico totali** $\Delta h_{p,tot} \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$ relative ad una certa porzione di impianto considerata si ottengono sommando i contributi di perdita di **tutti gli elementi considerati**: tratti **rettilinei** e discontinuità **localizzate**. Se ogni porzione d'impianto considerata è costituita da tubazioni dello stesso diametro D e stesso materiale, allora anche il fattore d'attrito f e la velocità w sono costanti in ogni tratto, e si avrà:

$$\Delta h_{p,tot} = \left(\frac{f}{D} \cdot \sum_{rett.} L_i + \sum_{loc.} \xi_i \right) \cdot \frac{w^2}{2} \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$$

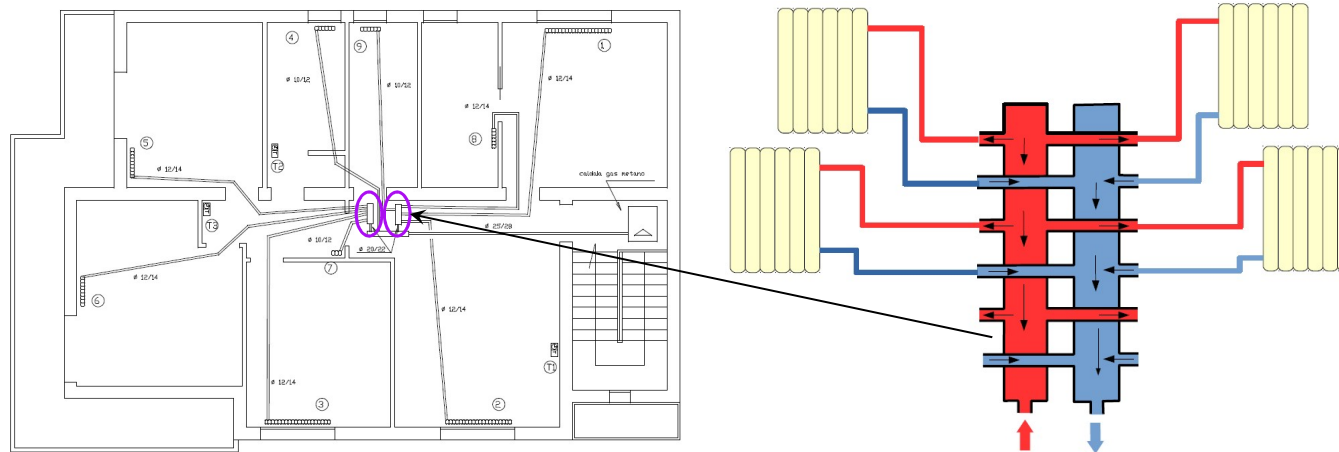
e la corrispondente **perdita di pressione totale** Δp_{tot} [Pa] sarà:

$$\Delta p_{tot} = \rho \cdot \Delta h_{p,tot} \quad [\text{Pa}]$$

Tipologie di impianti di distribuzione

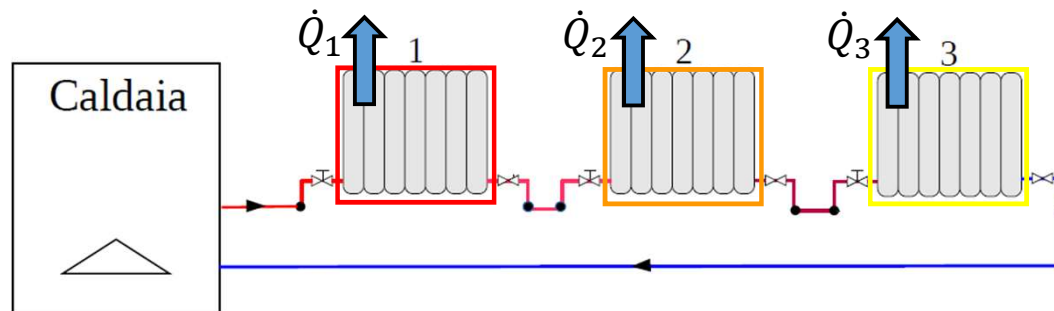


Con collettori complanari (modul)



Distribuzione monotubo

- **Basso costo** di installazione e tubazioni
- **Terminali in serie**: necessità di valvole a 4 vie o by-pass per ogni terminale, altrimenti la chiusura di un qualsiasi terminale blocca il flusso d'acqua a tutti gli altri
- **Temperatura decrescente** nella direzione del flusso: i terminali all'inizio dell'anello (1) sono più caldi di quelli alla fine (3)
- Nel caso di radiatori uguali, a parità di temperatura degli ambienti, le **potenze scambiate dai terminali dipendono dalla temperatura del radiatore**: i radiatori più caldi a **inizio anello** scambiano **più calore** di quelli freddi a **fine anello**
- Le **differenze di temperatura Δt** tra i terminali possono essere ridotte **aumentando la portata** ($\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t$): **aumento perdite di carico**



Distribuzione monotubo: dimensionamento

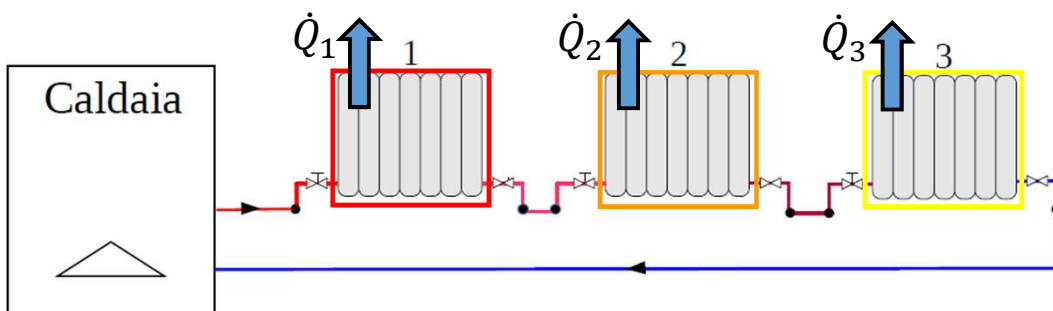
Il dimensionamento va fatto **per ciascun anello**:

1. Si determina la **potenza** \dot{Q}_{tot} [W oppure kW] richiesta dall'anello in base ai **carichi termici** valutati per gli ambienti alimentati dall'anello (progetto invernale)
2. Si sceglie il **salto termico** Δt_{tot} dell'anello, compreso tra 10 e 15 °C
3. Si determina la **portata dell'anello** \dot{m} :

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t_{tot} \quad \Rightarrow \quad \dot{m} = \frac{\dot{Q}_{tot}}{c \cdot \Delta t_{tot}}$$

4. Si determina il **diametro** D delle tubazioni in maniera da ottenere velocità medie nei range consigliati:

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot A \quad \Rightarrow \quad D = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \rho \cdot w}}$$

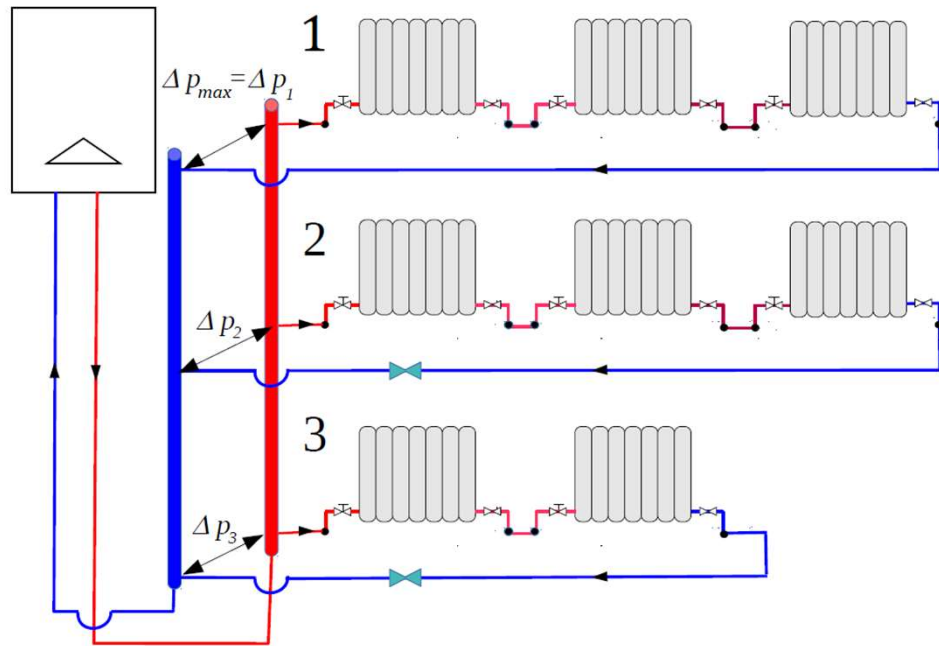


Velocità (m/s) consigliate per reti ad acqua calda e refrigerata

	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

Distribuzione monotubo: anelli in parallelo e portata di bilanciamento.

Dimensionato **ciascun anello** i , si calcolano le relative **perdite di carico totali** Δp_i (in termini di perdita di pressione, per es.). **Anelli diversi** avranno **perdite di carico diverse**: se fossero tutti alimentati dallo **stesso salto di pressione** Δp_{max} , pari a quello massimo tra i Δp_i dei vari anelli, gli anelli con **perdite minori** avrebbero **portate maggiori**:



La **portata che si avrebbe** in un anello i (con perdita di pressione di progetto Δp_i) sottoposto al **salto di pressione** $\Delta p_{max} > \Delta p_i$ è detta **portata di bilanciamento** $\dot{m}_{bil,i}$. Sapendo che le perdite di carico sono (quasi) proporzionali al **quadrato della velocità**, e quindi della **portata**:

$$\Delta p_{max} = k \cdot \dot{m}_{bil,i}^2$$

$$\Delta p_i = k \cdot \dot{m}_i^2$$

otteniamo, facendone il rapporto:

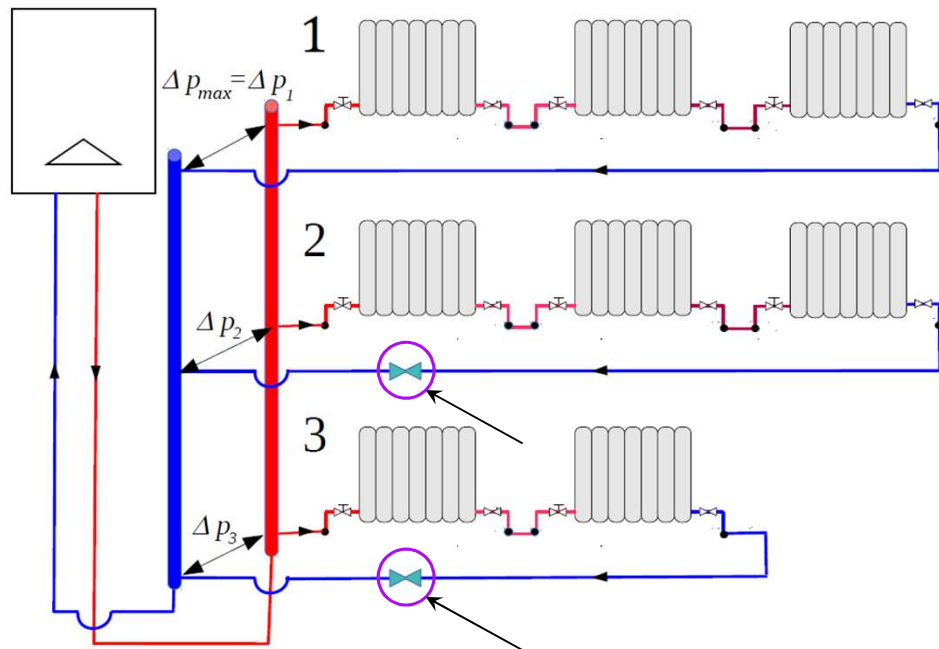
$$\frac{\dot{m}_{bil,i}}{\dot{m}_i} = \sqrt{\frac{\Delta p_{max}}{\Delta p_i}}$$

che fornisce l'**incremento relativo della portata di bilanciamento** $\dot{m}_{bil,i}$ rispetto a quella di **progetto** \dot{m}_i .

Distribuzione monotubo: anelli in parallelo, valvole di bilanciamento.

Se la portata di bilanciamento $\dot{m}_{bil,i}$ dovesse risultare **eccessiva rispetto a quella di progetto \dot{m}_i** , è necessario introdurre in tale anello una **valvola di bilanciamento** che determina una **caduta di pressione aggiuntiva $\Delta p_{V,i}$** pari alla differenza tra la pressione massima e quella di progetto dell'anello:

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



La valvola di bilanciamento va scelta sulla base del **coefficiente volumico di portata $K_{V,i}$** relativo alla caduta di pressione aggiuntiva richiesta:

$$\dot{V}_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho} = K_{V,i} \cdot \sqrt{\Delta p_{V,i}}$$

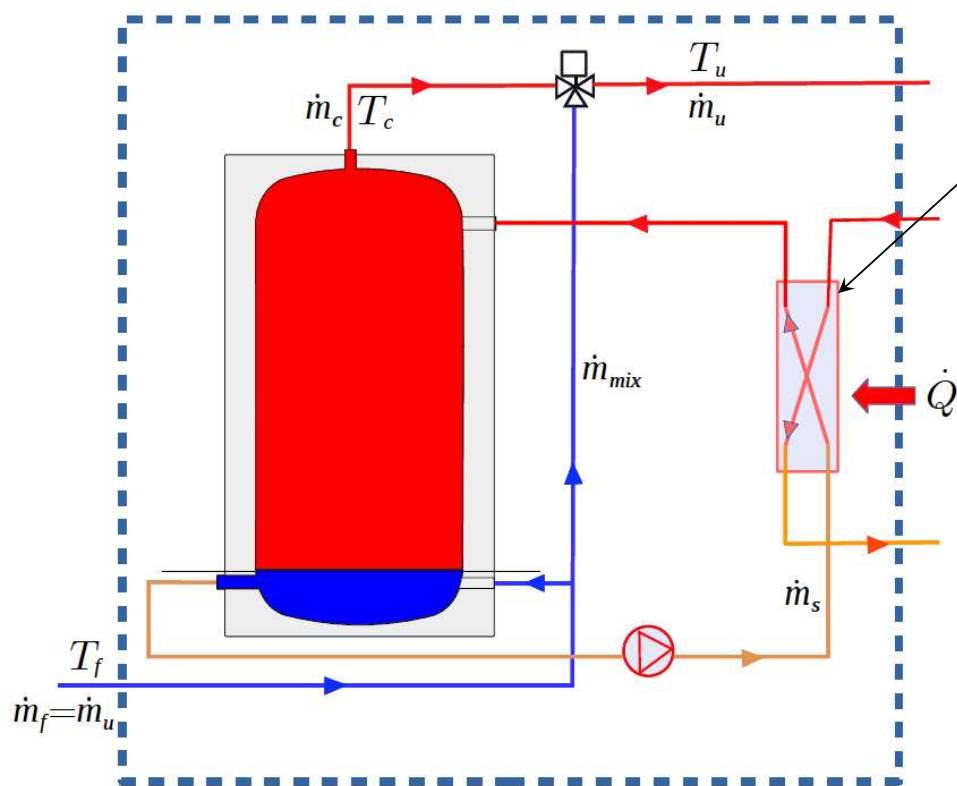
↓

$$K_{V,i} = \frac{\dot{V}_i}{\sqrt{\Delta p_{V,i}}}$$

solitamente espressa in termini di portata \dot{V}_i in $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$ e caduta di pressione $\Delta p_{V,i}$ in [bar].

Accumulo termico acqua calda sanitaria (ACS)

Schema d'impianto per serbatoio di accumulo con scambiatore esterno:



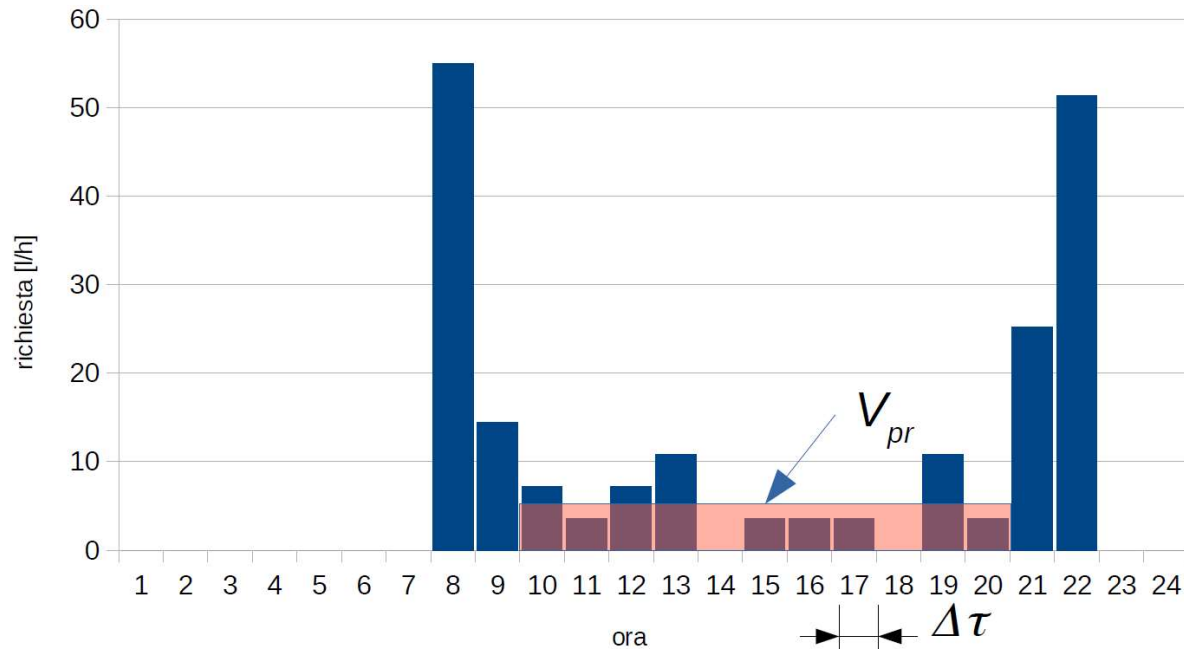
L'acqua nel serbatoio viene riscaldata da una **portata di ricircolo** \dot{m}_s che scorre nello scambiatore, ricevendo una **potenza termica** \dot{Q} .

La portata \dot{m}_f di **acqua fredda** a temperatura T_f all'ingresso è pari alla portata \dot{m}_u di acqua a temperatura T_u di **utilizzo** all'uscita.

L'**acqua calda** in uscita (in alto) dal serbatoio, a temperatura $T_c > T_u$, viene **miscelata** con una certa portata di acqua fredda \dot{m}_{mix} in maniera da garantire la temperatura di utilizzo T_u , di progetto, all'uscita.

Accumulo termico acqua calda sanitaria (ACS)

Diagramma orario tipico di richiesta di ACS [litri/ora]:



Periodi di preriscaldamento

τ_{pr}

τ_{pu}

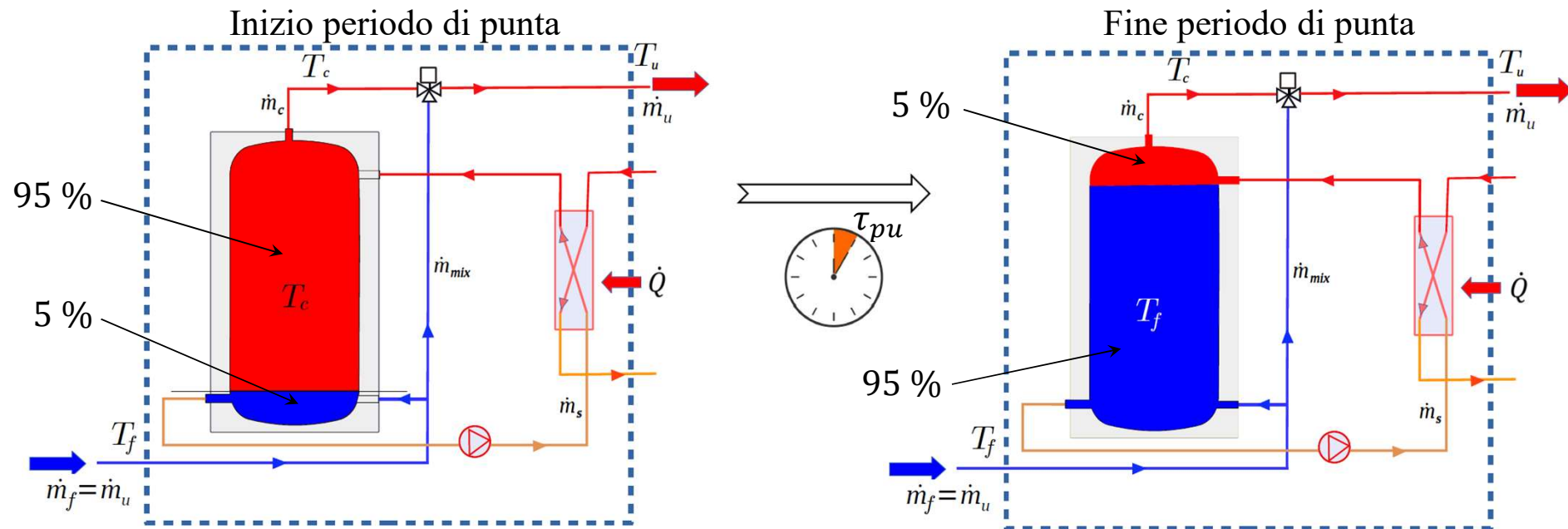
τ_{pr}

τ_{pu}

Periodi di punta

Accumulo termico acqua calda sanitaria (ACS), dimensionamento

Durante il periodo di punta (**scarica**) si considera di sfruttare il 90% dell'**accumulo termico volumetrico** del serbatoio:



- Variazione di energia interna (specifica) del serbatoio, fluido incomprimibile: $\Delta u = c\Delta T = c(T_f - T_c)$
- Variazione di energia interna (totale) del 90% del serbatoio: $\Delta U = m \cdot \Delta u = 0.9\rho V \cdot c(T_f - T_c)$

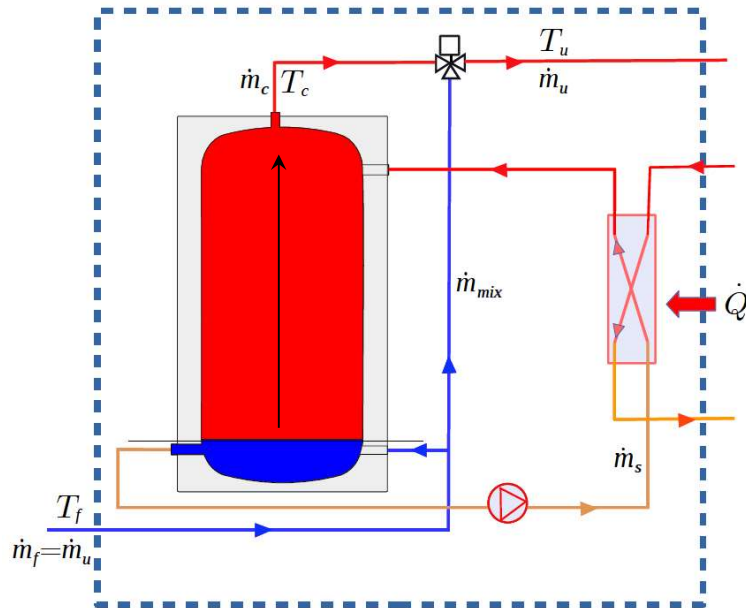
Accumulo termico acqua calda sanitaria (ACS), dimensionamento

Bilancio di I principio con **termine non stazionario (variazione energia interna del serbatoio nel tempo di punta τ_{pu})** applicato al **sistema** nel complesso (1 ingresso, 1 uscita):

$$\dot{Q} - \dot{L} \approx 0 = \dot{m}_u \cdot \Delta h + \frac{\Delta U}{\tau_{pu}} \approx 0$$

Acqua come fluido incomprimibile: $\Delta h = c\Delta T + v\Delta p \approx c(T_u - T_f)$

$$\dot{Q} = \dot{m}_u \cdot c(T_u - T_f) + \frac{0.9\rho V \cdot c(T_f - T_c)}{\tau_{pu}}$$



\dot{Q} = potenza scambiatore [W]

\dot{m}_u = portata di utilizzo (richiesta) [kg/s]

T_u = temperatura acqua di utilizzo (progetto)

T_f = temperatura acqua fredda (reintegro)

V = volume serbatoio [m^3]

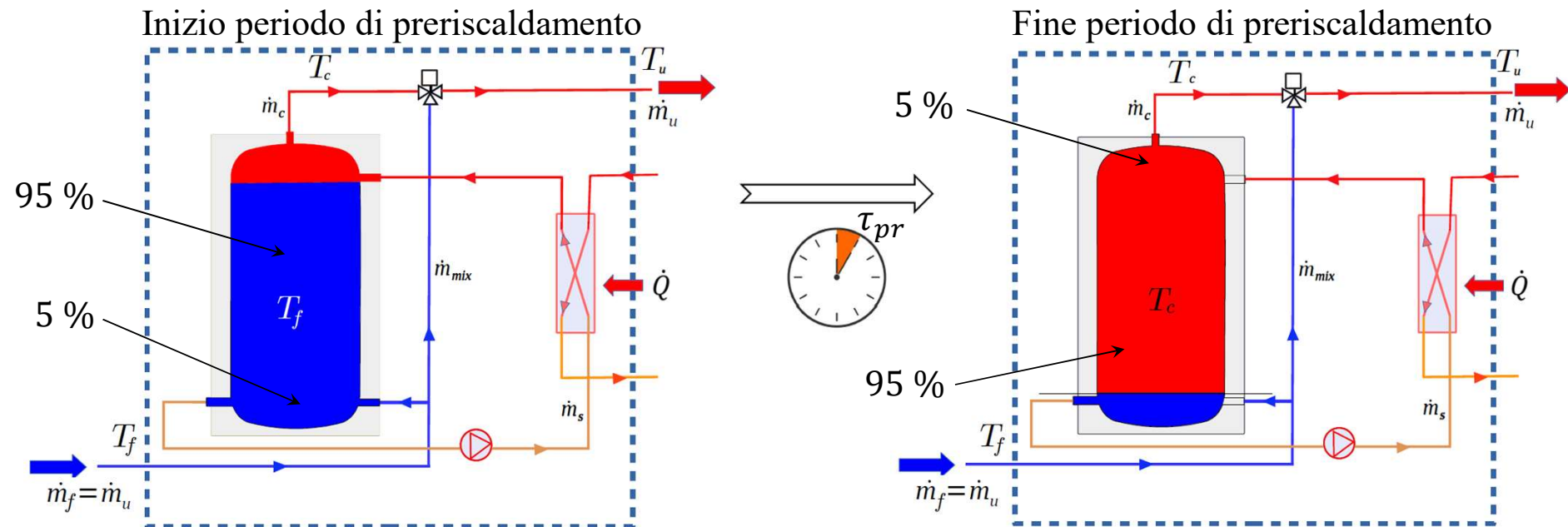
T_c = temperatura acqua calda serbatoio (accumulo) $> 55 \text{ }^\circ\text{C}$ (legionella)

ρ, c = densità [kg/m^3] e calore specifico [$\text{J}/(\text{kg K})$] acqua

τ_{pu} = tempo periodo di punta [s]

Accumulo termico acqua calda sanitaria (ACS), dimensionamento

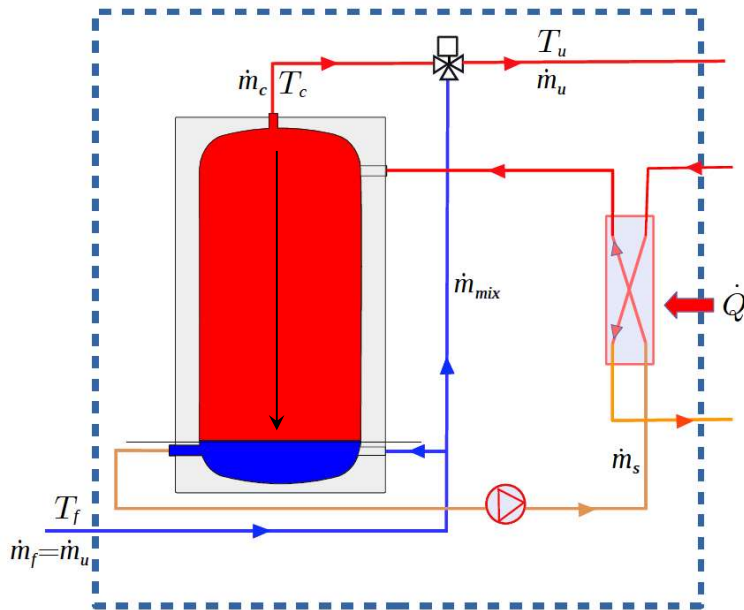
Fase di preparazione (preriscaldamento):



- Variazione di energia interna (specifica) del serbatoio, fluido incomprimibile: $\Delta u = c\Delta T = c(T_c - T_f)$
- Variazione di energia interna (totale) del 90% del serbatoio: $\Delta U = m \cdot \Delta u = 0.9\rho V \cdot c(T_c - T_f)$

Accumulo termico acqua calda sanitaria (ACS), dimensionamento

Bilancio di I principio con **termini non stazionari** (variazione energia interna del serbatoio nel tempo di punta τ_{pu}) applicato al **sistema** nel complesso (1 ingresso, 1 uscita):



Si trascura l'utilizzo in questa fase $\Rightarrow \dot{m}_u = 0$:

$$\dot{Q} - \dot{L} \approx 0 = \dot{m}_u \cdot \Delta h + \frac{\Delta U}{\tau_{pr}}$$

Si ottiene quindi la **potenza dello scambiatore**:

$$\dot{Q} = \frac{0.9\rho V \cdot c(T_c - T_f)}{\tau_{pr}}$$

che, inserita nel bilancio in **fase di punta**, permette di risolvere rispetto al volume di accumulo V [m³]:

$$V = \frac{\dot{m}_u}{0.9\rho} \cdot \frac{T_u - T_f}{T_c - T_f} \cdot \frac{\tau_{pr}\tau_{pu}}{\tau_{pr} + \tau_{pu}}$$