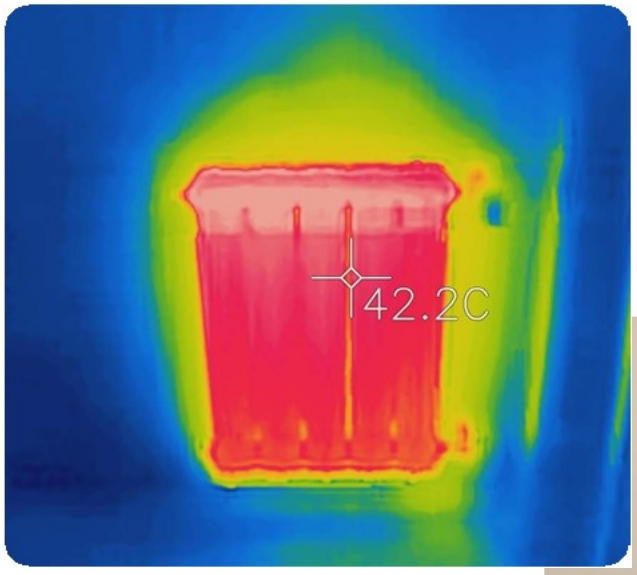
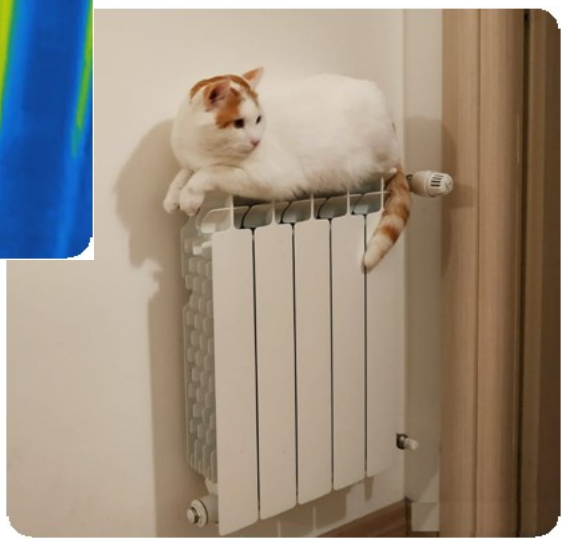
Prof. Delbarba Luca

19/09/2023

IMPIANTI TECNICI ENERGETICI





INTRODUZIONE

Questo testo contiene una serie di lezioni ed esercitazioni di "Impianti Tecnici Energetici" per il corso di ENERGIA (articolazione di MECCANICA) degli istituti tecnici superiori.

*Questo testo può essere utilizzato liberamente **SOLO PER SCOPI DIDATTICI**.*
Qualsiasi altro utilizzo deve essere concordato con l'autore e non può essere distribuito su altri siti web.

Il testo, aggiornato periodicamente, è reperibile a questo indirizzo web:
http://www.energiazero.org/cartelle.asp?dir=thinkercad

Si ringrazia in anticipo per eventuali segnalazioni di errori e/o miglioramenti apportabili al testo alla seguente mail: energiazero.org@gmail.com

NOTA BENE:
Si fa presente che il testo NON HA fini di lucro ma solo educativi.
Alcuni esempi e immagini sono stati reperiti sul web cercando materiale che non fosse coperto da copyright. Si ringraziano tutti quelli che hanno reso disponibile il materiale.
Se per errore fosse stato inserito materiale protetto, cortesemente segnalatelo alla mail sopra citata.

SOMMARIO

INTRODUZIONE 2

TRASMISSIONE DEL CALORE 7

TRASMISSIONE DEL CALORE PER CONDUZIONE 8

RESISTENZA TERMICA R 9

TRASMITTANZA TERMICA U 9

TRASMISSIONE DEL CALORE PER CONVEZIONE E IRRAGGIAMENTO 10

SERRAMENTI 18

Esempi serramenti moderni 19

PONTI TERMICI 21

1- Ponti termici di forma 21

2- Ponti termici di struttura 21

3- Ponti termici ibridi 22

Gli effetti dei ponti termici 22

Fattore correttivo DELLE DISPERSIONI dovuto all'orientamento 23

MATERIALI ISOLANTI 24

POLISTIRENE ESPANSO ESTRUSO (XPS) 25

POLIURETANO (PUR) 25

FIBRE MINERALI (LANA DI ROCCIA E LANA DI VETRO) 25

IL FOGLIO DI CALCOLO (EXCEL) 26

ESERCIZI con FOGLIO DI CALCOLO 27

I GRAFICI A DISPERSIONE 28

ESERCIZI TRASMISSIONE CALORE 30

CALCOLO DISPERSIONI TERMICHE CON EXCEL 46

RISCALDAMENTO DEGLI EDIFICI 48

L'impianto di riscaldamento (e raffrescamento) 48

PROCESSO DI DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO TERMICO 49

Temperatura interna In regime invernale 49

Dispersioni termiche tra ambiente interno ed ambienti interni (non riscaldati) 49

IMPIANTI DI RISCALDAMENTO AD ACQUA 50

1 IMPIANTI CON caldaie autonome 50

2 IMPIANTI IDRONICI A pompe di calore 51
3 Impianti centralizzati 52
TERMINALI PER IMPIANTI DI RISCALDAMENTO AD ACQUA 53
SistemI di distribuzione dell'acquaNEGLI IMPIANTI TERMICI 56
Sistema di distribuzione mediante circuito monotubo 56
Sistema di distribuzione mediante circuito bitubo a ritorno diretto 57
Sistema di distribuzione mediante collettori complanari 58
Sistema di distribuzione mediante circuito bitubo a ritorno inverso 59
Bilanciamento idrico dei circuiti 60
IMPIANTI DI RISCALDAMENTO A termosifoni 61
Aspetti tecnici 62
Aspetti legati all'utilizzo 62
DIMENSIONAMENTO DI UN RADIATORE 63
GRANDEZZE CARATTERISTICHE 63
Esempio di scheda da catalogo radiatori della GLOBAL 64
Termoarredi 65
POSA DEI RADIATORI 67
RETI DI DISTRIBUZIONE DELL'ACQUA CALDA 68
IMPIANTO A RADIATORI A COLLETTORE COMPLANARE 69
ESEMPIO Impianto nuovo E RIQUALIFICAZIONE 70
SCELTA DELLA CALDAIA (GENERATORE DI CALORE) 71
Disegno di impianti termici con radiatori a collettore complanare 73
Esempio completo disegno impianto di riscaldamento 74
Esempio disegno impianto ACS 75
Tabella riassuntiva impianto termico con radiatori a collettore complanare 76
EX. 1 - Dimensionare impianto a radiatori per l'appartamento 77
Soluzione 1 78
Soluzione 2 79
Foglio di calcolo per dimensionamento radiatori e diametro tubi 80
EX. 2 - Dimensionare impianto a radiatori 81
EX. 3 -Dimensionare impianto a radiatori 82

EX. 4 -Dimensionare i radiatori per il negozio 83
EX. 5 - Dimensionare i radiatori per il negozio 84
Dimensionamento vaso di espansione 85
IDRODINAMICA *tratto da tec-science.com* 87
Moto laminare e moto turbolento NEI FLUIDI 87
Numero di Reynolds 88
Numero di Reynolds IN recipienti di MISCELAZIONE 89
Numeri di Reynolds critici (transizione da flusso laminare a flusso turbolento) 89
Tipici numeri di Reynolds per flussi di tubi 90
VISCOSITA' DI UN FLUIDO 90
Dipendenza dalla temperatura della viscosità 91
Formule per il calcolo della viscosità dell'aria e dell'acqua 92
Viscosità dinamica e cinematica 94
Perdite di ENERGIA negli impianti 95
Perdite di ENERGIA localizzatA 95
COEFFICIENTI PER CURVE E DIRAMAZIONI 96
COEFFICIENTI PER valvole e componenti 97
Perdite di ENERGIA DISTRIBUITA (PER ATTRITO) 98
UTILIZZO ABACO DI MOODY 98
Viscosità dei fluidi 100
Rugosità superficiale tubature 100
Foglio di calcolo per le perdite di carico NEGLI impiantI 101
Verifica del circolatore della caldaia 102
Equazione di Bernoulli (CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA) 103
Flusso orizzontale attraverso un tubo con sezione ristretta 104
Flusso in un tubo dell'acqua con un ugello 106
Legge di Torricelli 108
Pressione a una certa profondità di un lago 110
IMPIANTI RADIANTI 111
Sistemi radianti a pavimento, parete o soffitto 111
IMPIANTI A VENTILCONVETTORI 113

Ventilconvettori (fan coils) 113
TIPOLOGIE Ventilconvettori 114
VentilconvettoriA DUE TUBI 116
Ventilconvettori A QUATTRO TUBI 117
VENTICONVETTORI OMNIA SLIM Aermec 119
SCHEMI DI INSTALLAZIONE FAN COILS 121
Dimensionamento a velocità costante 121
ESERCIZIO 122
EX.2 DIMENSIONAMENTO IMPIANTO FAN COILS LABORATORIO SCOLASTICO 124
EX.3 DIMENSIONAMENTO IMPIANTO FAN COILS edificio più piani 125
SISTEMI DI REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI TERMCI 130
Schema con caldaia e regolazione a punto fisso e valvole ON/OFF 130
Regolazione a punto fisso e valvole a 2 vie modulanti 131
Impianti misti aria acqua 132
DIMENSIONAMENTO BOILER ACCUMULO ACS 133
Temperatura dell'acqua fredda Tf 133
Temperatura di accumulo dell'acqua calda Ta 133
Temperatura dell'acqua scaldante Tsc 133
FORMULE 134
EX. 134
VASO DI ESPANSIONE 135
Dimensionamento termico di uno scambiatore DI calore 137
Trasferimento di calore 137
Scambiatori 137
Coefficiente globale di scambio termico 138
Coefficiente globale di scambio termico 140
UNITA' DI MISURA s.i. 142

TRASMISSIONE DEL CALORE

Il calore q [joule] è una forma di energia legata all'agitazione molecolare (atomica) di un corpo. E' strettamente legato alla temperatura del corpo (che è un indice della quantità di energia sotto forma di calore che il corpo possiede).

Il flusso di calore Q [Watt] rappresenta la quantità di calore che si trasmette nell'unità di tempo, da un punto a un altro di un corpo, da un corpo a un altro, da un sistema a un altro per il solo effetto di una differenza di temperatura.

$Q = q/t$ [W=J/s]

Il calore tende a passare spontaneamente da un corpo più caldo ad uno più freddo.
Il contrario avviene solo con della macchine a fluido speciali (pompe di calore) a spese di energia elettrica.

Il calore viene definito anche come "energia in transito", non come "energia posseduta da un corpo"; esso viene "scambiato" fra due corpi solo quando esiste una differenza di temperatura.

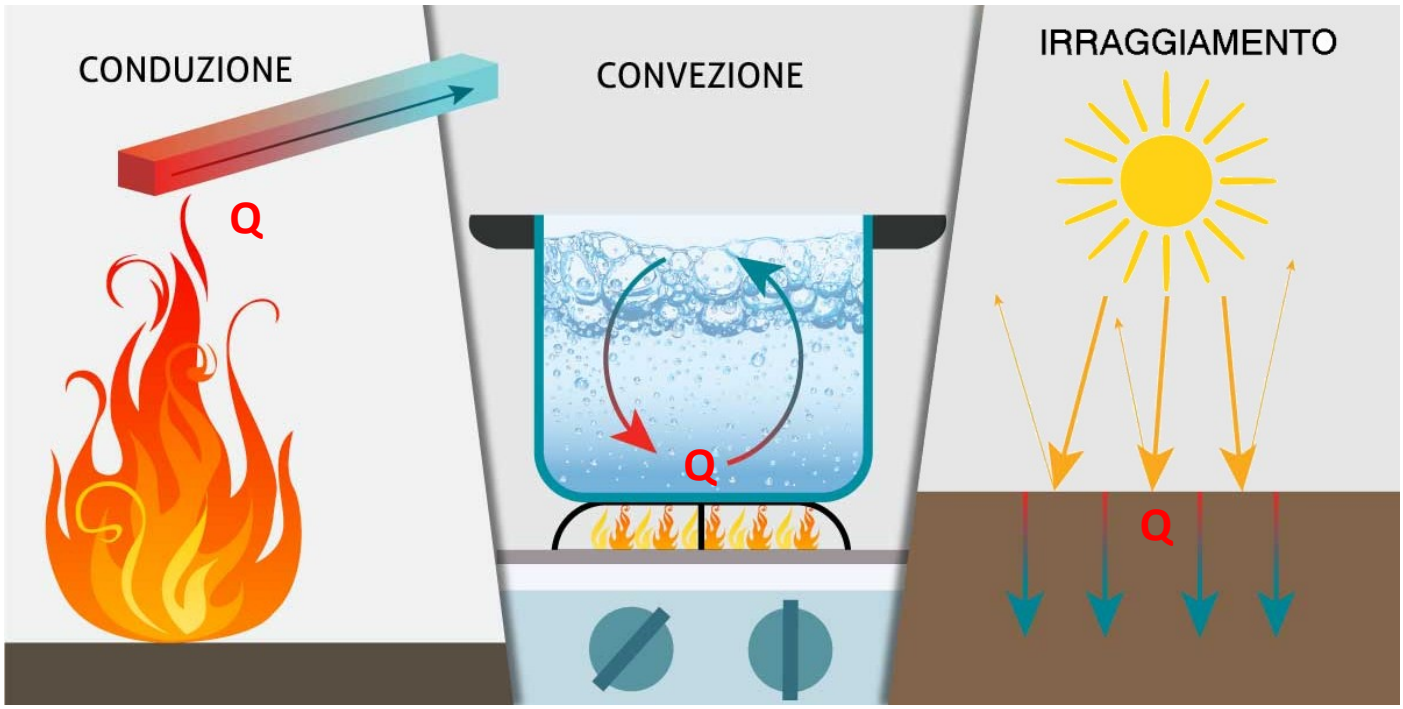
La trasmissione del calore può avvenire secondo tre modalità.

Conduzione
Avviene in presenza di un gradiente di temperatura in un mezzo stazionario, il quale può essere un solido oppure un liquido

Convezione
Avviene tra una superficie e un fluido in movimento, tra i quali si ha un gradiente di temperatura

Irraggiamento
Avviene tra due superfici in reciproca vista, con un gradiente di temperatura, tramite emissione di energia sotto forma di radiazione elettromagnetica; l'irraggiamento avviene anche senza la presenza di un mezzo interposto, ovvero con le due superfici in questione separate dal vuoto.

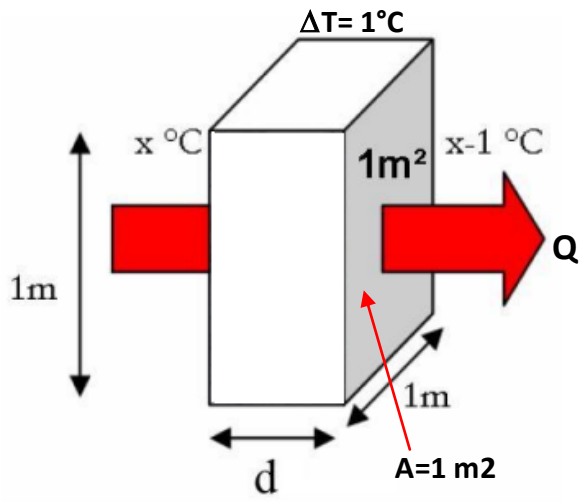
Il propagarsi del calore tramite tutti e due i meccanismi di convezione e irraggiamento contemporaneamente, viene chiamato "adduzione" o "conduzione esterna".



TRASMISSIONE DEL CALORE PER CONDUZIONE

La trasmissione di calore per conduzione avviene all'interno di un materiale solido.
Alla base di questo trasferimento c'è la conducibilità (o conduttività) termica (normalmente indicata con la lettera greca λ del materiale).

La conducibilità è il flusso di calore Q (misurato in J/s ovvero W) che attraversa una superficie unitaria A di spessore unitario d sottoposta ad un gradiente termico ΔT di un grado Kelvin (o Celsius).



$$\lambda = \frac{Q \cdot d}{A \cdot \Delta T} \quad [\mathrm{W/m^\circ K}]$$

La definizione deriva dalla legge di Fourier che determina il flusso di calore che si instaura attraverso una superficie unitaria di spessore unitario sottoposta ad un gradiente termico, ovvero:

$$Q = \frac{\lambda \cdot A \cdot \Delta T}{d} \quad [\mathrm{J/s}]$$

La conducibilità termica dipende dalle caratteristiche fisico-chimiche del materiale preso in esame.

Materiale	Conducibilità termica [W/m°K]
Aria (a condizioni ambiente)	0.026
Polistirolo espanso	0.03
Acqua distillata	0.6
Vetro	1
Ferro	73
Rame	386
Argento	407
Diamante	1000

La conducibilità termica ha un ruolo fondamentale nella progettazione di case a basso consumo energetico:

materiali a bassa conducibilità termica garantiscono un elevato isolamento termico dell'edificio, permettendo un basso consumo di energia per mantenere la temperatura interna.

Sulla base della conducibilità termica si possono classificare i materiali come:

- conduttori (termici) > materiali con elevata conducibilità termica
- isolanti (termici) > materiali a bassa conducibilità termica

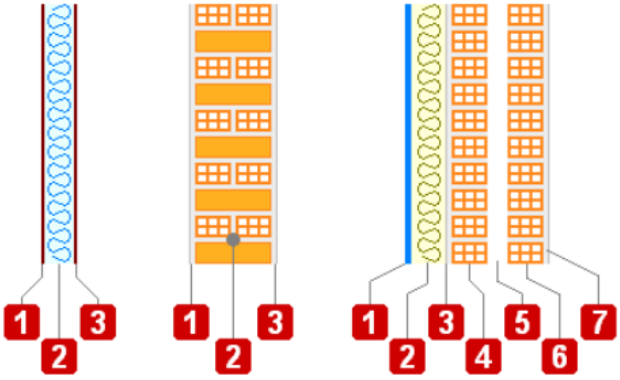
RESISTENZA TERMICA R

La resistenza termica R e definita come il rapporto tra lo spessore d dello strato considerato e la sua conducibilità termica λ:

$$R = \frac{d}{\lambda} \ [°K/W]$$

La resistenza termica di una parete composta da più strati sarà la somma delle resistenze termiche di ciascun strato.

$$R = R1 + R2 + R3 = \frac{d1}{\lambda 1} + \frac{d2}{\lambda 2} + \frac{d3}{\lambda 3} \ [°K/W]$$



TRASMITTANZA TERMICA U

La trasmittanza termica U (norma UNI EN ISO 6946) si definisce come il flusso di calore che attraversa una superficie unitaria sottoposta a differenza di temperatura pari ad un grado Kelvin (o Celsius) ed è legata alle caratteristiche del materiale che costituisce la struttura e alle condizioni di scambio termico liminare.

Essa è pari all'inverso della sommatoria delle resistenze termiche degli strati che compongono la superficie considerata:

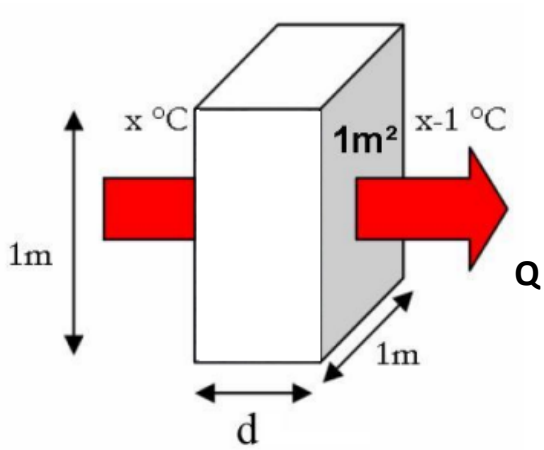
$$U = \frac{1}{R_{se} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + .. \frac{s_n}{\lambda_n} + R_{si}} \quad \Rightarrow \quad U = \frac{1}{\Sigma Ri} \ [W/°K]$$

La legge di Fourier che determina il flusso di calore che attraversa una parte sottoposta a un ΔT assume la seguente forma:

$$Q = U\,A\,\Delta T \quad [W]$$

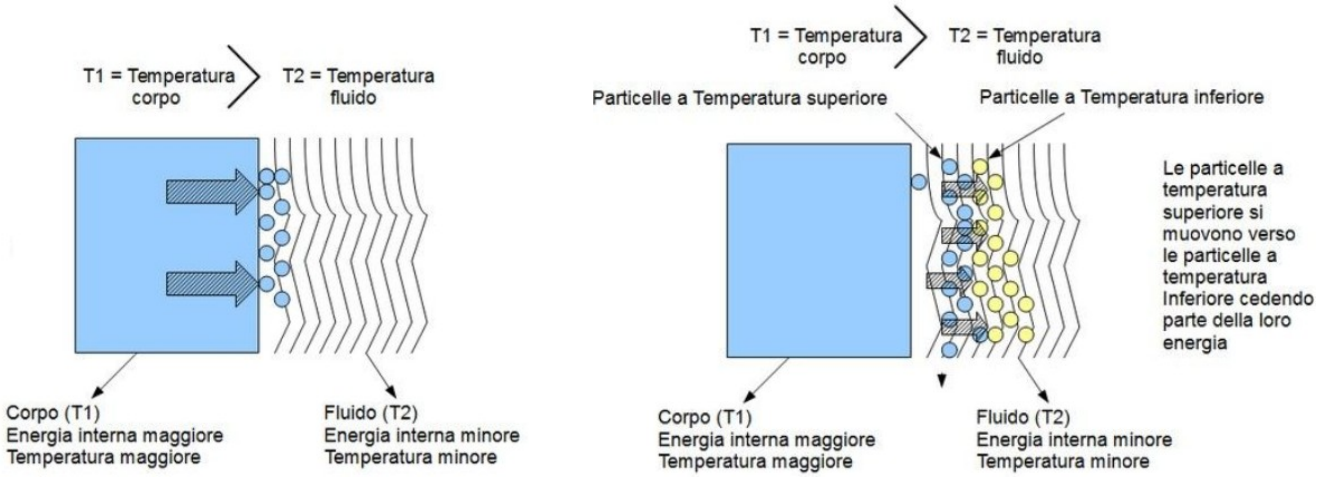
dalla quale risulta evidente che maggiore è la trasmittanza e maggiore è il flusso di calore che attraversa la parete.

Per ridurre le dispersioni termiche è quindi necessario diminuire la trasmittanza della parete utilizzando opportuni materiali isolanti.

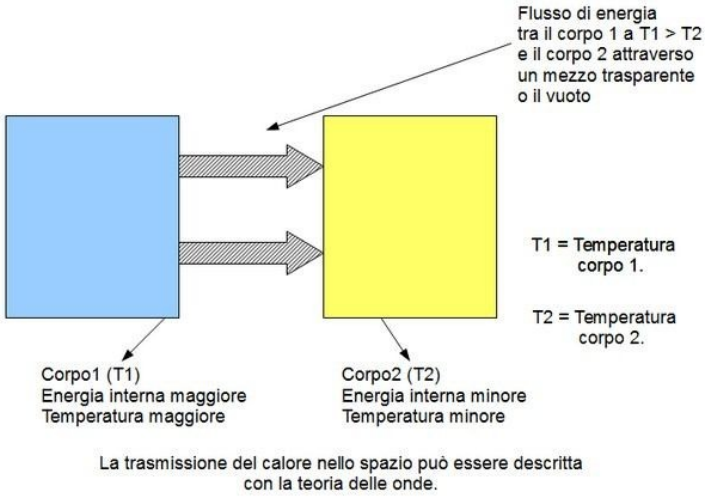


TRASMISSIONE DEL CALORE PER CONVEZIONE E IRRAGGIAMENTO

Il calore viene scambiato fra un corpo solido e un fluido che si trovano a temperature diverse.
Nell'esempio sottostante il solido si trova ad una temperatura superiore al liquido.
Le molecole del fluido a contatto con la parete del solido aumentano la loro temperatura ed iniziano a muoversi verso l'interno innalzando la temperatura complessiva del fluido



Nell'irraggiamento avviene un fenomeno di propagazione di onde elettromagnetiche.
L'energia che si trasmette per irraggiamento si chiama calore irradiato. E' un processo nel quale il calore fluisce da un corpo con temperatura più elevata ad un corpo a temperatura meno elevata quando i due corpi non sono direttamente a contatto tra loro o esiste il vuoto (v. figura successiva).



Al fine della valutazione della quantità di energia dispersa attraverso un componente edilizio che separa ambienti a temperatura diversa si può ricorrere a dei coefficienti, detti coefficienti liminari di scambio termico che si trovano tabulati nelle Norme UNI 7357/76 e successivi adeguamenti in funzione della situazione geometrica (ad esempio struttura verticale, orizzontale ecc.).
La presenza di un fluido a contatto con un solido introduce una ulteriore resistenza al passaggio del calore attraverso la parete.
Questa ***resistenza termica liminare*** **1/α** è la resistenza termica complessiva dovuta alla trasmissione di calore per irraggiamento e per convezione alla superficie del solido:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{h_r} + \frac{1}{h_c}$$

dove hr e hc sono rispettivamente i coefficienti di scambio termico per irraggiamento e convezione, ed 1/α è la resistenza termica liminare.

La resistenza termica globale è quindi data dalla sommatoria delle resistenze termiche liminari sulle due facce, interna ed esterna,del componente e dalla resistenza termica per conduzione:

$$R_T = \frac{1}{\alpha_i} + \Sigma R_i + \frac{1}{\alpha_e} \qquad (m^2K/W)$$

ed il coefficiente di trasmittanza globale è dato da:

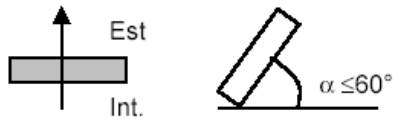
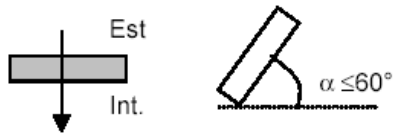
$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \Sigma R_i + \frac{1}{\alpha_e}} \qquad (W/m^2K)$$

dove $1/\alpha_i$ e $1/\alpha_e$ sono rispettivamente le resistenze termiche liminari sulla faccia interna ed esterna della parte.

La quantità di calore scambiata sarà sempre data da: $Q = U\,A\,\Delta T \quad [W]$

La normativa tecnica fissa i seguenti valori dei coefficienti liminari.

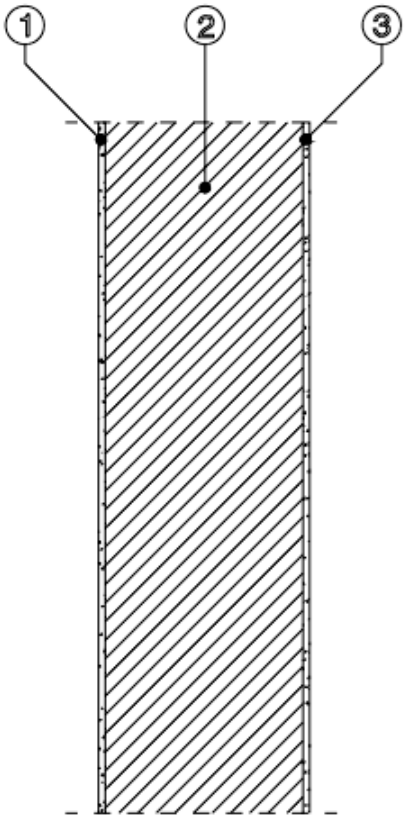
COEFFICIENTI LIMINARI DI SCAMBIO TERMICO

Tipologia di parete		Parete in contatto con: – Esterno – Passaggio aperto – Locale aperto	Parete in contatto con: – Altro locale riscaldato – Sottotetto – Spazio sanitario
Parete verticale		$\alpha i = 8\ W/m^2K$ $\alpha e = 23\ W/m^2K$	$\alpha i = 8\ W/m^2K$ $\alpha e = 8\ W/m^2K$
Parete orizzontale flusso ascendente		$\alpha i = 9{,}3\ W/m^2K$ $\alpha e = 23\ W/m^2K$	$\alpha i = 9{,}3\ W/m^2K$ $\alpha e = 9{,}3\ W/m^2K$
Parete orizzontale flusso discendente		$\alpha i = 5{,}8\ W/m^2K$ $\alpha e = 16\ W/m^2K$	$\alpha i = 5{,}8\ W/m^2K$ $\alpha e = 5{,}8\ W/m^2K$

Seguono esempi di calcolo della trasmittanza di alcune strutture tipiche.

PARETI PERIMETRALI

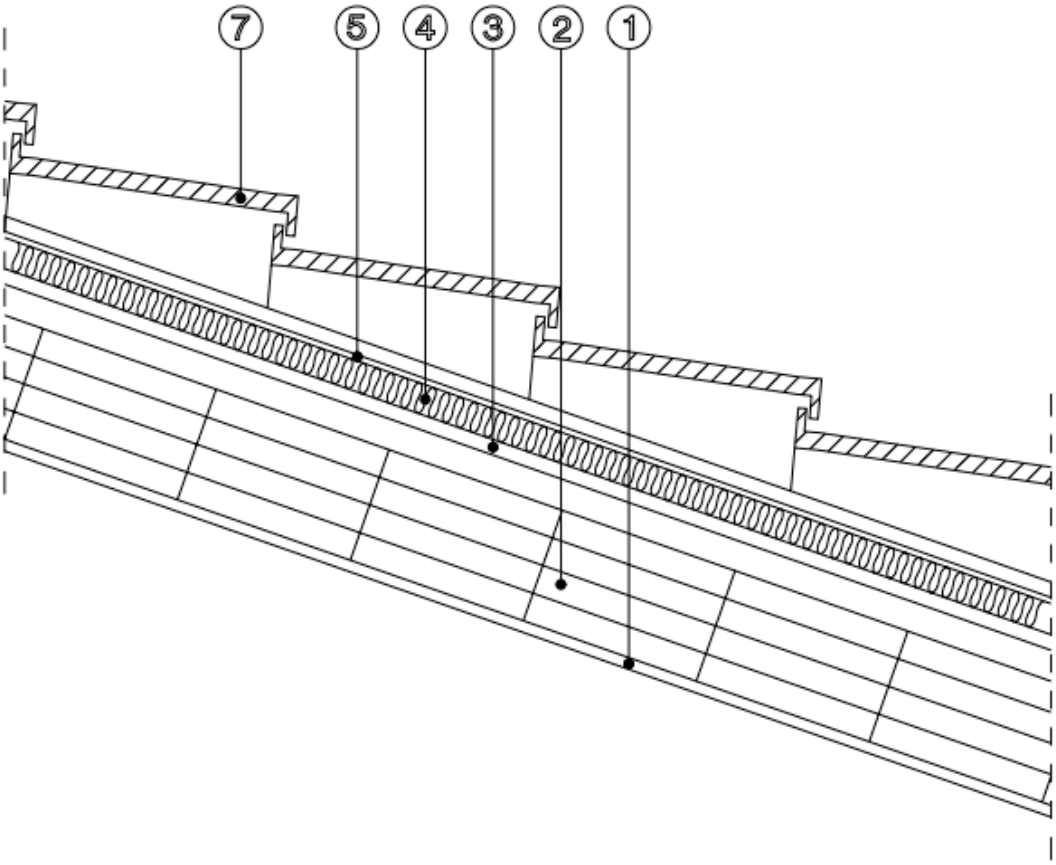
SCHEMA DELLA STRUTTURA



	Descrizione	spessore (m)	conducibilità λ W/mK	conduttanza C W/m^{2}K	resistenza termica R m^{2}K/W	Riferimento normativo
R_{si}	Resistenza termica superf. interna				0,13	**UNI 6946**
1	Malta di gesso con inerti	0,02	0,29		0,0690	**UNI 10351**
2	Muratura in laterizio alveolato	0,25			0,8600	**UNI 10355**
3	Malta di calce o di calce e cemento	0,02	0,90		0,0222	**UNI 10351**
R_{se}	Resistenza termica superf. esterna				0,04	**UNI 6946**
	Resistenza totale della struttura	$R_T = R_{si}+R_1+R_2+\ldots+R_n+R_{se}$			1,1212	m^{2}K/W
	Trasmittanza termica della struttura secondo **UNI 6946**	$U=1/R_T$			0,8919	W/m^{2}K

SOLAIO DI COPERTURA

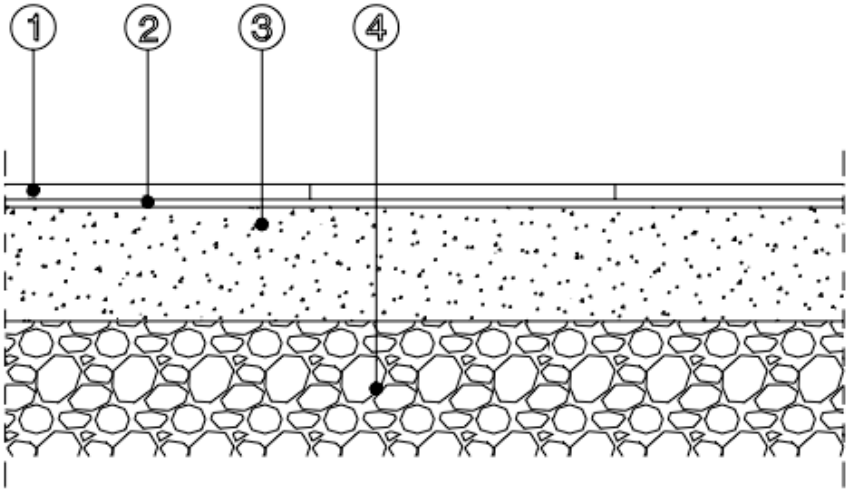
SCHEMA DELLA STRUTTURA



	Descrizione	spessore (m)	conducibilità λ W/mK	conduttanza C W/m²K	resistenza termica R m²K/W	Riferimento normativo
R_{si}	Resistenza termica superf. interna				0,10	**UNI 6946**
1	Malta di gesso con inerti	0,02	0,29		0,0690	**UNI 10351**
2	Soletta in c.l.s. armato	0,20	1,91		0,1047	**UNI 10351**
3	Barriera al vapore in bitume	0,002	0,17		0,0118	**UNI 10351**
4	Fibra di vetro pannello semirigido	0,04	0,04		1,0000	**UNI 10351**
5	Intercapedine d'aria orizzontale flusso ascendente	0,04		6,5	0,16	**UNI 6946**
6	Copertura in tegole	0,01	0,99		0,0101	**UNI 10351**
R_{se}	Resistenza termica superf. esterna				0,04	**UNI 6946**
	Resistenza totale della struttura	$R_T = R_{si}+R_1+R_2+\ldots+R_n+R_{se}$			1,4956	m²K/W
	Trasmittanza termica della struttura secondo **UNI 6946**	$U=1/R_T$			0,6686	W/m²K

PAVIMENTO CONTRO TERRA

SCHEMA DELLA STRUTTURA



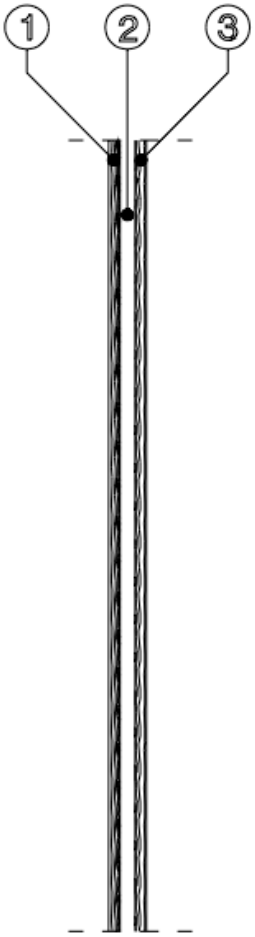
	Descrizione	spessore (m)	conducibilità λ W/mK	conduttanza C W/m²K	resistenza termica R m²K/W	Riferimento normativo
R_{si}	Resistenza termica superf. interna				0,17	**UNI 6946**
1	Piastrelle in ceramica	0,012	1,000		0,0120	**UNI 10351**
2	Sottofondo in cemento magro	0,040	0,73		0,0548	**UNI 10351**
3	C.l.s. di perlite e vermiculite	0,20	0,15		1,3333	**UNI 10351**
4	Conduttività termica del terreno		2,00			**UNI 13370**

	Resistenza totale della struttura	$R = \sum d/\lambda$	1,4001	m^2K/W
	Trasmittanza termica di pavimenti non isolati secondo **UNI 13370**	$U = \frac{2\lambda}{\pi B' + dt} \ln\left(\frac{\pi B'}{dt} + 1\right)$	0,3133	W/m^2K

Per la determinazione della trasmittanza termica del pavimento appoggiato sul terreno U_0 (in questo caso costituito da sabbia e ghiaia), si utilizza il prospetti I della **UNI 13370** che tiene conto della conduttività termica del pavimento.

PORTE ESTERNE

SCHEMA DELLA STRUTTURA



	Descrizione	spessore (m)	conducibilità λ W/mK	conduttanza C W/m²K	resistenza termica R m²K/W	Riferimento normativo
R_{si}	Resistenza termica superf. interna				0,13	**UNI 6946**
1	Legno di abete (fl. perp. alle fibre)	0,01	0,12		0,0833	**UNI 10351**
2	Intercapedine d'aria	0,04			0,18	**UNI 6946**
3	Legno di abete	0,01	0,12		0,0833	**UNI 10351**
R_{se}	Resistenza termica superf. esterna				0,04	

	Resistenza totale della struttura	$R_T = R_{si}+R_1+R_2+\ldots+R_n+R_{se}$	0,5166	m^2K/W
	Trasmittanza termica della struttura secondo **UNI 6946**	$U=1/R_T$	1,9357	W/m^2K

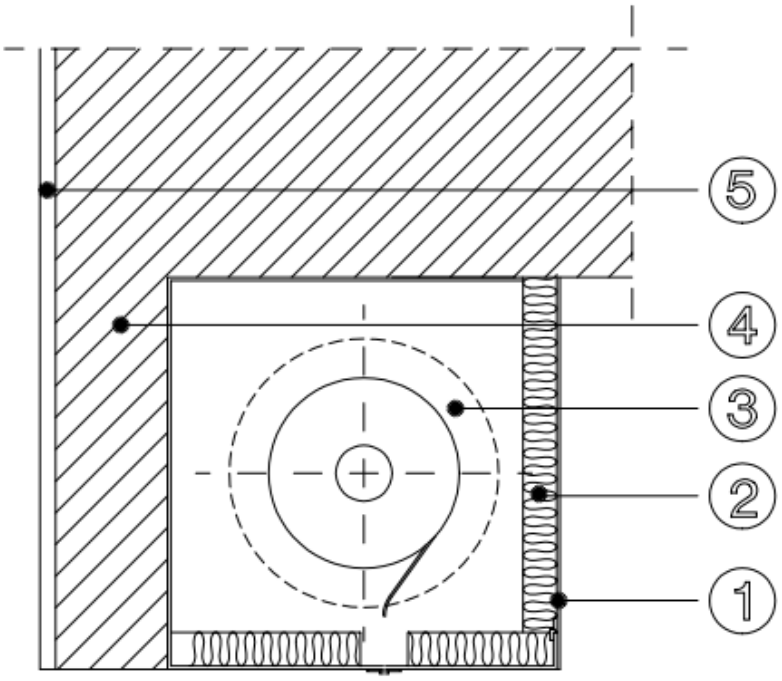
TELAIO PORTONE ESTERNO

	Descrizione	spessore (m)	conducibilità λ W/mK	conduttanza C W/m²K	resistenza termica R m²K/W	Riferimento normativo
R_{si}	Resistenza termica superf. interna				0,13	**UNI 6946**
1	Legno di abete (fl. perp. alle fibre)	0,08	0,12		0,6667	**UNI 10351**
R_{se}	Resistenza termica superf. esterna				0,04	**UNI 6946**

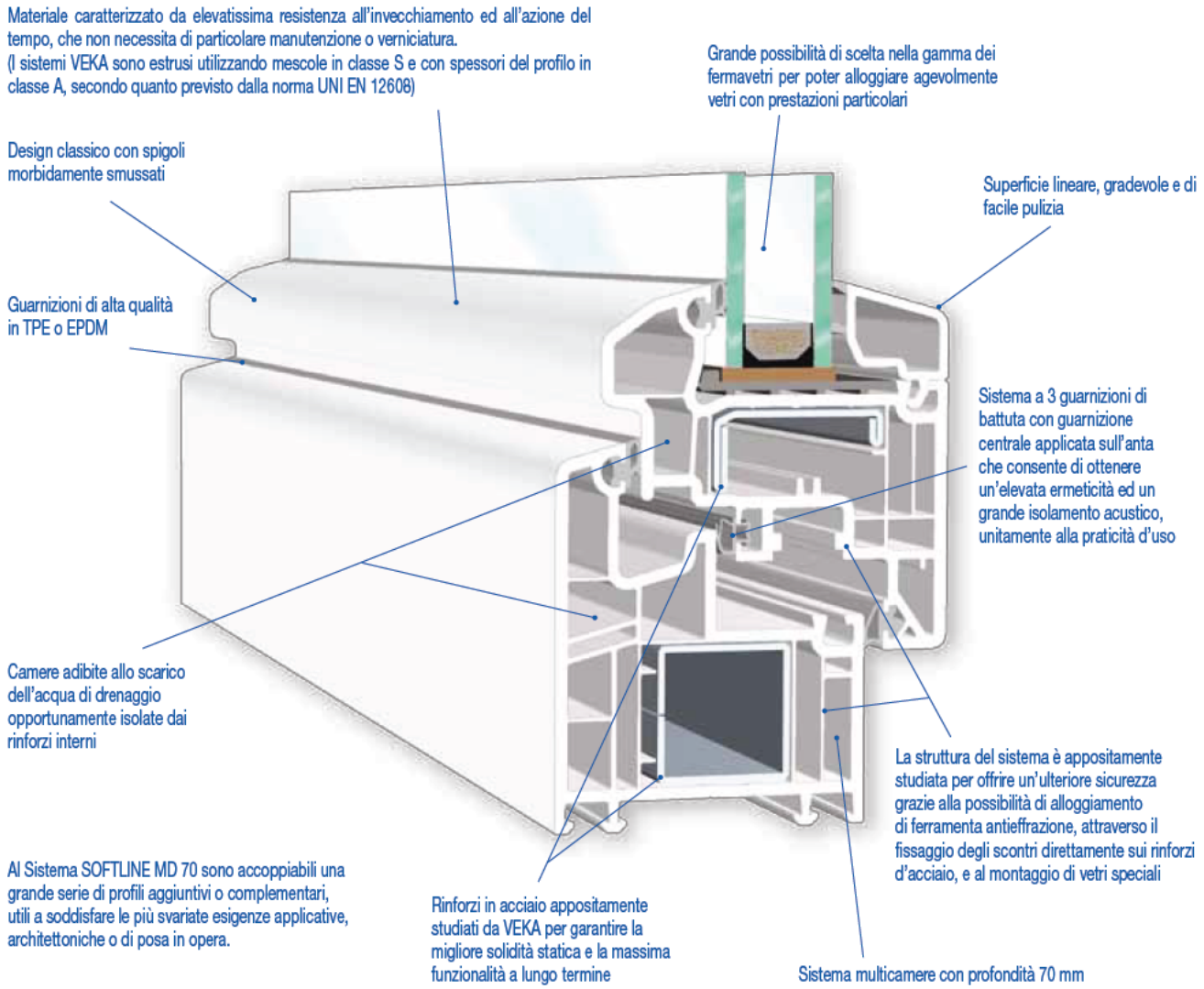
Resistenza totale della struttura	$R_T = R_{si}+R_1+R_2+\ldots+R_n+R_{se}$	0,8367	m^2K/W
Trasmittanza termica della struttura secondo **UNI 6946**	$U=1/R_T$	1,1952	W/m^2K

PARETI PERIMETRALI - Cassonetto

SCHEMA DELLA STRUTTURA



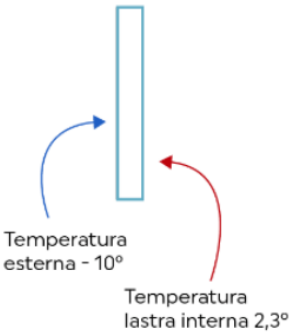
	Descrizione	spessore (m)	conducibilità λ W/mK	conduttanza C W/m²K	resistenza termica R m²K/W	Riferimento normativo
R_{si}	Resistenza termica superf. interna				0,13	**UNI 6946**
1	Pannelli di spaccato di legno	0,005	0,12		0,0416	**UNI 10351**
2	Poliuretano espanso in continuo in lastre	0,03	0,032		0,9375	**UNI 10351**
3	Intercapedine d'aria verticale	0,20		5,5	0,1818	**UNI 6946**
4	Muratura in laterizio pareti esterne	0,06			0,1300	**UNI 10355**
5	Malta di calce o di calce e cemento	0,02	0,9		0,0222	**UNI 10351**
R_{se}	Resistenza termica superf. esterna				0,04	**UNI 6946**
	Resistenza totale della struttura	$R_T = R_{si}+R_1+R_2+\ldots+R_n+R_{se}$			1,4831	m²K/W
	Trasmittanza termica della struttura secondo **UNI 6946**	$U=1/R_T$			0,6742	W/m²K



VETRO UTILIZZATO FINO AL 1980 CIRCA

Vetro singolo
Bassissimo isolamento termico
Elevata luminosità
Elevato fattore solare
Ug = 5,8

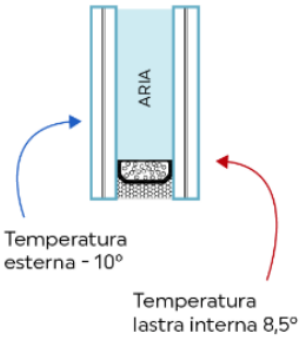
Nessun comfort abitativo



VETRO UTILIZZATO DAL 1980 AL 1995

Vetrata con isolamento scarso
Basso isolamento termico
Elevata luminosità
Elevato fattore solare
Ug = 3,0

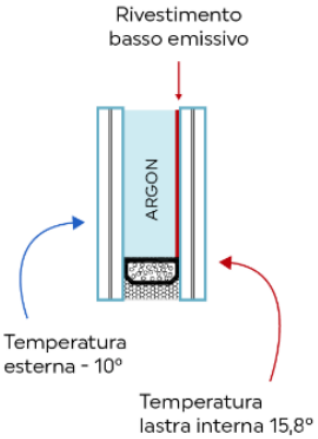
Basso comfort abitativo



VETRO ODIERNO

Vetrata isolante
Buon isolamento termico
Buona luminosità
Medio fattore solare
Ug = 1,0

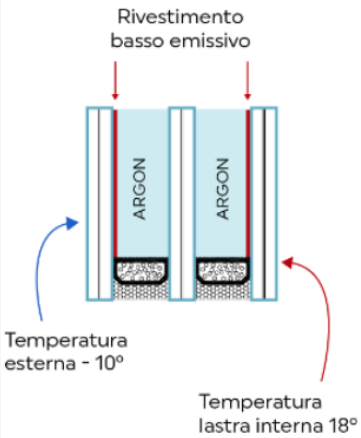
Buon comfort abitativo



VETRO ODIERNO

Vetrara molto isolante
Ottimo isolamento termico
Buona luminosità
Basso fattore solare
Ug = 0,5

Alto comfort abitativo



La stima dei valori di Uw degli infissi esistenti

Ai fini di semplificare la stima dei valori di trasmittanza termica Uw degli infissi esistenti, da inserire nella *certificazione del produttore* o in alternativa nell'*asseverazione del tecnico,* riportiamo alcuni valori che riteniamo i più rappresentativi dei serramenti presumibilmente esistenti negli immobili oggetto di intervento.

Considerato che la maggior parte dei serramenti esistenti sul nostro territorio, siano costituiti da telaio in metallo intero/non isolato oppure in legno con vetrazioni per lo più singole (3 mm /4 mm/ 6 mm) per una stima dei valori di trasmittanza di tali componenti, si possono considerare:

Per i telai,

Telai metallici interi/non isolati: Uf =7,0 W/m^{2}K [fonte: UNI EN ISO 10077-1/Appendice F]

Telai in legno/PVC: Uf =2,0 W/m^{2}K [fonte: UNI EN ISO 10077-1/Appendice F]

Telai alluminio a taglio termico Uf compreso tra 2,2 e 3,8 W/m^{2}K [fonte: UNI EN ISO 10077-1/Appendice F]

Per le vetrazioni,

Vetro singolo: Ug =5,8 W/m^{2}K [fonte: Manuale Tecnico Saint Gobain Vetro Italia]

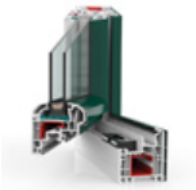
Vetrocamera 4-12-4: 2,8 W/m^{2}K [fonte: UNI EN ISO 10077-1/Appendice F]

Quindi si può desumere che, in via del tutto generale, una stima attendibile di due tipologie di infissi esistenti, potrebbe essere:

per un **infisso con telaio metallico intero e vetro singolo** Uw = 6,0 W/m^{2}K

per un **infisso con telaio in legno e vetro singolo** Uw = 5,0 W/m^2

ESEMPI SERRAMENTI MODERNI

	CLASICO	 CLASICO Alu
Consigliamo per i seguenti tipi di profili	classico	classico
Profili	soft line	soft line
Trasmittanza termica del profilo	Uf = 1,2 W/m^2 K	Uf = 1,2 W/m^2 K
Profilo rinforzato	acciaio zincato nel telaio e nell'anta	acciaio zincato nel telaio e nell'anta
Vetro	Due strati Ug = 1,1 W/m^2 K	Due strati Ug = 1,1 W/m^2 K
Trasmittanza termica totale del profilo	Uw = 1,3 W/m^2 K	Uw = 1,3 W/m^2 K
Isolamento acustico	Rw = 33 dB	Rw = 33 dB
Spessore dell'infisso	70 mm	75 mm
Spessore totale della finestra	89 mm	94 mm

	THERMIC	THERMIC Alu	THERMIC Ultra energeto®
Consigliamo i seguenti tipi di case	Risparmio energetico	Risparmio energetico	diritti
Profili	bordi diritti	bordi diritti	bordi diritti
Trasmittanza termica del profilo	Uf = 1,0 W/m^2 K	Uf = 1,0 W/m^2 K	Uf = 0,94 W/m^2 K
Profilo rinforzato	acciaio zincato nel telaio e nell'anta	acciaio zincato nel telaio e nell'anta	Ultradur High Speed
Vetro	Tre strati Ug = 0,7 W/m^2 K	Tre strati Ug = 0,7 W/m^2 K	Tre strati Ug = 0,6 W/m^2 K
Trasmittanza termica totale del profilo	Uw = 0,90 W/m^2 K	Uw = 0,9 W/m^2 K	Uw = 0,81 W/m^2 K
Isolamento acustico	Rw = 33 dB	Rw = 33 dB	Rw = 33 dB
Spessore dell'infisso	85 mm	90 mm	85 mm
Spessore totale della finestra	109 mm	114 mm	109 mm

	THERMIC Ultra Alu energeto®	THERMIC Extra energeto®	THERMIC Extra Alu energeto®
Consigliamo i seguenti tipi di case	diritti	diritti	diritti
Profili	bordi diritti	bordi diritti riempiti di schiuma espansa	bordi diritti riempiti di schiuma espansa
Trasmittanza termica del profilo	Uf = 0,94 W/m^2 K	Uf = 0,89 W/m^2 K	Uf = 0,89 W/m^2 K
Profilo rinforzato	Ultradur High Speed	Ultradur High Speed	Ultradur High Speed
Vetro	troslojno Ug = 0,6 W/m^2 K	troslojno Ug = 0,4 W/m^2 K	troslojno Ug = 0,4 W/m^2 K
Trasmittanza termica totale del profilo	Uw = 0,81 W/m^2 K	Uw = 0,61 W/m^2 K	Uw = 0,61 W/m^2 K
Isolamento acustico	Rw = 33 dB	Rw = 33 dB	Rw = 33 dB
Spessore dell'infisso	90 mm	85 mm	90 mm
Spessore totale della finestra	114 mm	109 mm	114 mm

PONTI TERMICI

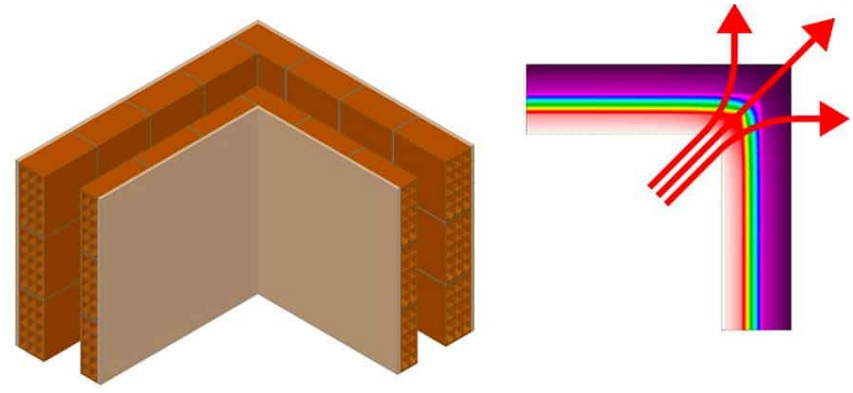
Il ponte termico è un parte dell'involucro edilizio dove si ha un flusso di calore tra esterno e interno maggiore rispetto al resto delle strutture provocando così la comparsa di zone fredde (fino a 5-7°C inferiori rispetto alla T media della struttura).

I ponti termici sono quindi delle disomogeneità localizzate nell'involucro edilizio e, in base alla forma, si distinguono in puntiformi, lineari e superficiali.

In generale possono classificarsi in 3 categorie, in relazione alla causa che li ha generati.

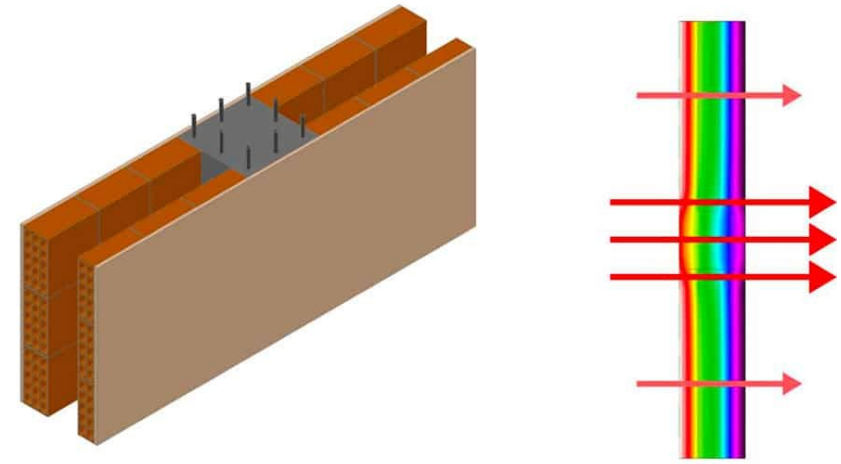
1- PONTI TERMICI DI FORMA

I ponti termici "di forma" sono caratterizzati dalla disposizione geometrica di strutture uguali che determinano una disomogeneità tra l'area della superficie interna riscaldata e quella della superficie esterna fredda.
Un esempio chiaro può essere quello in corrispondenza degli angoli tra pareti perimetrali, dove si rileva una forte differenza fra la superficie interna e quella esterna (molto maggiore) con un conseguente aumento del flusso di calore.



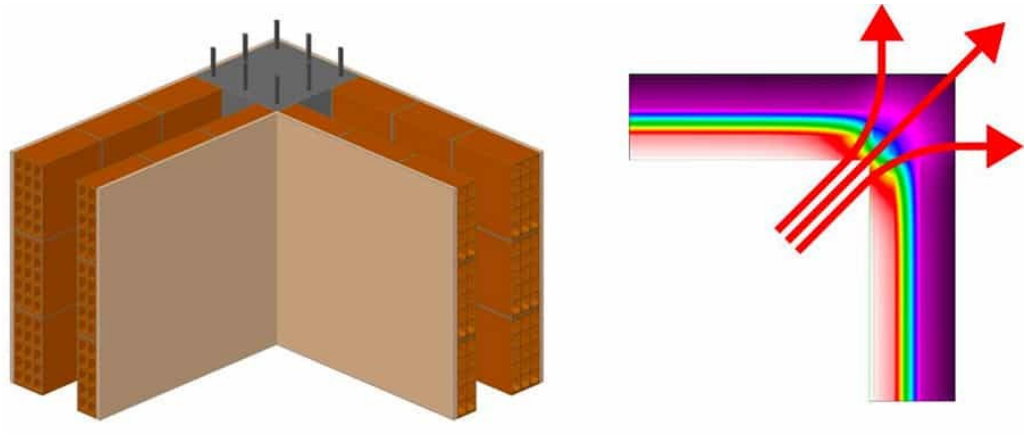
2- PONTI TERMICI DI STRUTTURA

I ponti termici "di struttura" sono caratterizzati dall'accostamento tra materiali aventi caratteristiche termiche differenti. Un esempio tipico è il caso di pilastri in cemento armato nel muro perimetrale di tamponamento.



3- PONTI TERMICI IBRIDI

I ponti termici “ibridi” sono caratterizzati dalla presenza contemporanea dei due casi precedenti. Un esempio è rappresentato da un pilastro in ca nell’angolo del muro perimetrale di tamponamento.



GLI EFFETTI DEI PONTI TERMICI

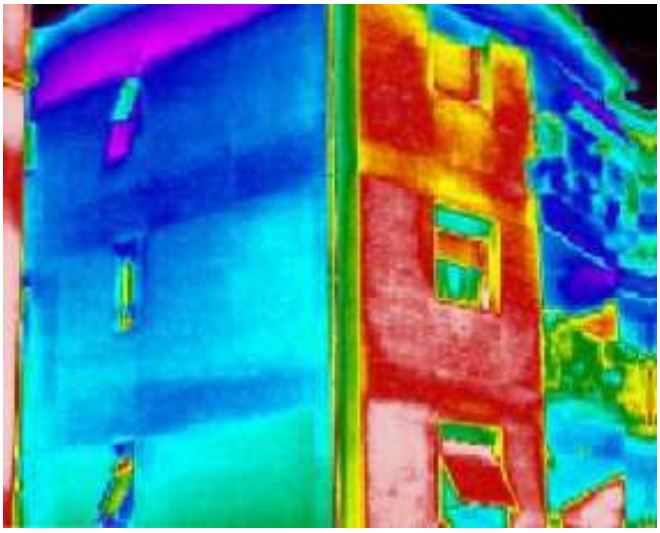
La presenza di ponti termici in un edificio ha un impatto sui seguenti aspetti:

1. Aspetti energetici.

I ponti termici sono dei punti dell’edificio ove è localizzato un maggior flusso di calore, questo può comportare un aumento delle dispersioni termiche che possono arrivare al 20-30% delle dispersioni totali dell’edificio.

2. Aspetti igienico-sanitari.

I ponti termici sono solitamente la causa di presenza di condensa sulle superfici.
Nello specifico la temperatura sulla superficie interna della struttura è inferiore alla temperatura di rugiada, con conseguente formazione di condensa superficiale. La presenza di condensa superficiale è poi diretta conseguenza della formazione di muffe ed alghe.



CALCOLO DEI PONTI TERMICI LINEARI

Premessa:

Per ponti termici si intendono quelle zone, limitate in termine di superficie, dove si verificano disomogeneità del materiale e variazioni di forma. In queste zone vi è un incremento del valore dei flussi termici e una variazione delle temperature superficiali interne, con conseguente aumento della quantità di calore disperso attraverso le pareti.
Nelle strutture edilizie reali si presentano degli effetti perturbativi locali che inducono ad un incremento della conduttanza termica e che sono appunto i ponti termici.
Generalmente si possono dividere in ponti termici di struttura, ove la presenza di elementi eterogenei di maggior conduttività incrementa il flusso termico locale, e ponti termici di forma, quale la presenza di spigoli che provocando un addensamento delle isoterme provocano un aumento del flusso termico totale.

Calcolo dei ponti termici lineari:

Il calcolo del valore della potenza termica dispersa dai ponti termici per trasmissione attraverso l'involucro edilizio espresso in watt, si effettua con la seguente relazione:

$$\sum_k l_k \cdot \psi_k$$

con:

l_k lunghezza del ponte termico in metri

Ψ_k trasmittanza termica lineica del ponte termico espressa in W/m^2K

Il coefficiente Ψ, per i diversi casi strutturali, viene calcolato in base a quanto previsto dalla UNI EN ISO 14683.
Nel calcolo della potenza termica dispersa viene quindi richiesto il valore della trasmittanza lineica Ψ del ponte termico espressa in watt/mK, pertanto se non si vogliono effettuare calcoli molto onerosi, come previsto dalla norma UNI, si possono utilizzare i valori delle trasmittanze lineiche ricavati dall'atlante dei ponti termici; si riportano a seguito gli Ψ inerenti l'edificio da calcolare:

- PT1 Giunto tra muro esterno a isolamento ripartito e solaio di copertura in cls isolato esternamente con isolamento non interrotto Ψ=0,18 W/mK
- PT2 Angolo tra muri uguali con isolamento ripartito Ψ=0,06 W/mK
- PT3 Giunto tra parete e serramento Ψ=0,19 W/mK

FATTORE CORRETTIVO DELLE DISPERSIONI DOVUTO ALL'ORIENTAMENTO

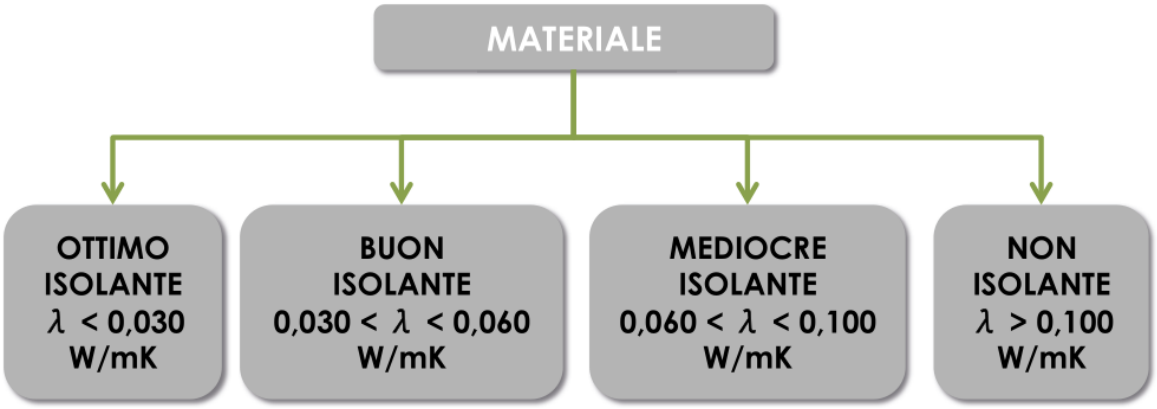
L'orientamento influisce sulle dispersioni.
Una parete irraggiata durante alcune ore del giorno è più sana e meno interessata da fenomeni di umidità di una parete a Nord mai irraggiata direttamente.

La tabelle che segue fornisce un valore indicativo del fattore correttivo Fo dovuto all'orientamento.

Sud	Sud-Ovest	Ovest	Nord-Ovest	Nord	Nord-Est	Est	Sud-Est
1	1,02-1,05	1,05-1,10	1,10-1,15	1,15-1,20	1,15-1,20	1,10-1,15	1,05-1,10

MATERIALI ISOLANTI

Sulla base della conducibilità termiche i materiali isolanti si classificano nel seguente modo.



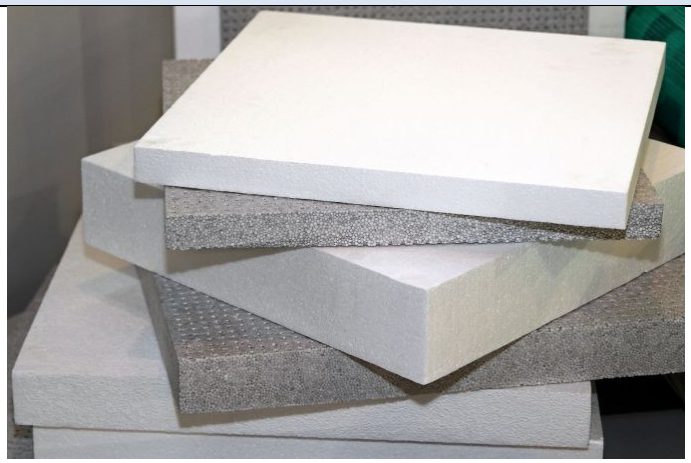
Confronto tra materiali per isolamento spessore 10cm

Spessore isolante	Lambda (λ)	Densità (Kg/m³)	Permeabilità al vapore (Kg/msPa)	Calore specifico (KJ/KgK)	Trasmittanza U (W/m²K)	Sfasamento temporale (φ_{ie})	Fattore di attenuazione (f_a)	Trasmittanza termica periodica (Y_{ie})
Fibra legno mineralizzata	0,090	450	8	0,84	0,779	3h02'	0,8122	0,6327
Fibra di legno	0,046	160/210	37,4	1,70	0,426	3h54'	0,7771	0,3310
Fibra minerale	0,045	100	187,52	0,84	0,418	1h03'	0,9461	0,3955
Polistirene	0,035	30	0,94	1,25	0,330	0h33'	0,9624	0,3176
Polistirolo	0,040	25	4,17	1,25	0,374	0h27'	0,9630	0,3602
Silicato di calcio	0,045	115	62,3	1,30	0,418	1h53'	0,9145	0,3823
Sughero espanso	0,043	90/100	12,46	1,80	0,400	2h07'	0,9046	0,3618
Sughero SoKoVerd.LV	**0,042**	**150**	**17,5**	**2,10**	**0,392**	**4h10'**	**0,7575**	**0,2969**

Dai dati presentati sotto forma tabellare, si evince come la conducibilità termica delle tre diverse tipologie di materiali, non è direttamente correlata allo sfasamento temporale. Difatti al fine del calcolo dello sfasamento temporale, influiscono anche altre caratteristiche tecniche dei materiali, quali la densità e il calore specifico. Grazie all'ottima combinazione di questi elementi, il pannello in sughero biondo naturale SoKoVerd.LV, a parità di spessore, garantisce una prestazione di isolamento termico nettamente superiore rispetto ai pannelli in polistirene e fibra minerale.

I principali isolanti utilizzati negli impianti tecnici e nell'edilizia sono i seguenti.

POLISTIRENE ESPANSO ESTRUSO (XPS)



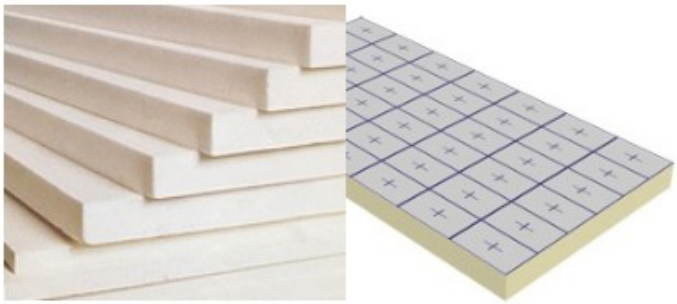
Materia prima: polimerizzazione dello stirene, ottenuto da benzolo ed etilene, ricavati da petrolio e metano. Il propellente più utilizzato per l'espansione del polistirolo liquido è la CO2.

Proprietà: proprietà termoisolanti molto buone, scarsa protezione estiva, nessuna capacità di regolazione dell'umidità, buone proprietà di isolamento acustico da calpestio ma non da trasmissione aerea.

Impiego: principalmente negli attacchi a terra e negli ambienti umidi particolarmente sollecitati ai carichi (coperture praticabili, a verde).

Conducibilità termica : 0,034 – 0,041 W/mK

POLIURETANO (PUR)



Materia prima: polimerizzazione dello stirene, ottenuto da benzolo ed etilene, ricavati da petrolio e metano. Il propellente più utilizzato per l'espansione del polistirolo liquido è la CO2.

Proprietà: proprietà termoisolanti molto buone, scarsa protezione estiva, nessuna capacità di regolazione dell'umidità, buone proprietà di isolamento acustico da calpestio.

Impiego: copertura, come isolamento anticalpestio nei solai intermedi, isolamento di condotte impiantistiche.

Conducibilità termica : 0,022-0,034 W/mK

FIBRE MINERALI (LANA DI ROCCIA E LANA DI VETRO)

Materia prima
(l. vetro): sabbia di quarzo o vetro riciclato (45-49%), soda, dolomite, feldspato, calcare e resina sintetica (bakelite).
Processo di fusione e centrifugazione
(l. roccia): rocce basaltiche, resine sintetiche portate a fusione e idrofobizzazione con sostanze a base di silicone o oli minerali.

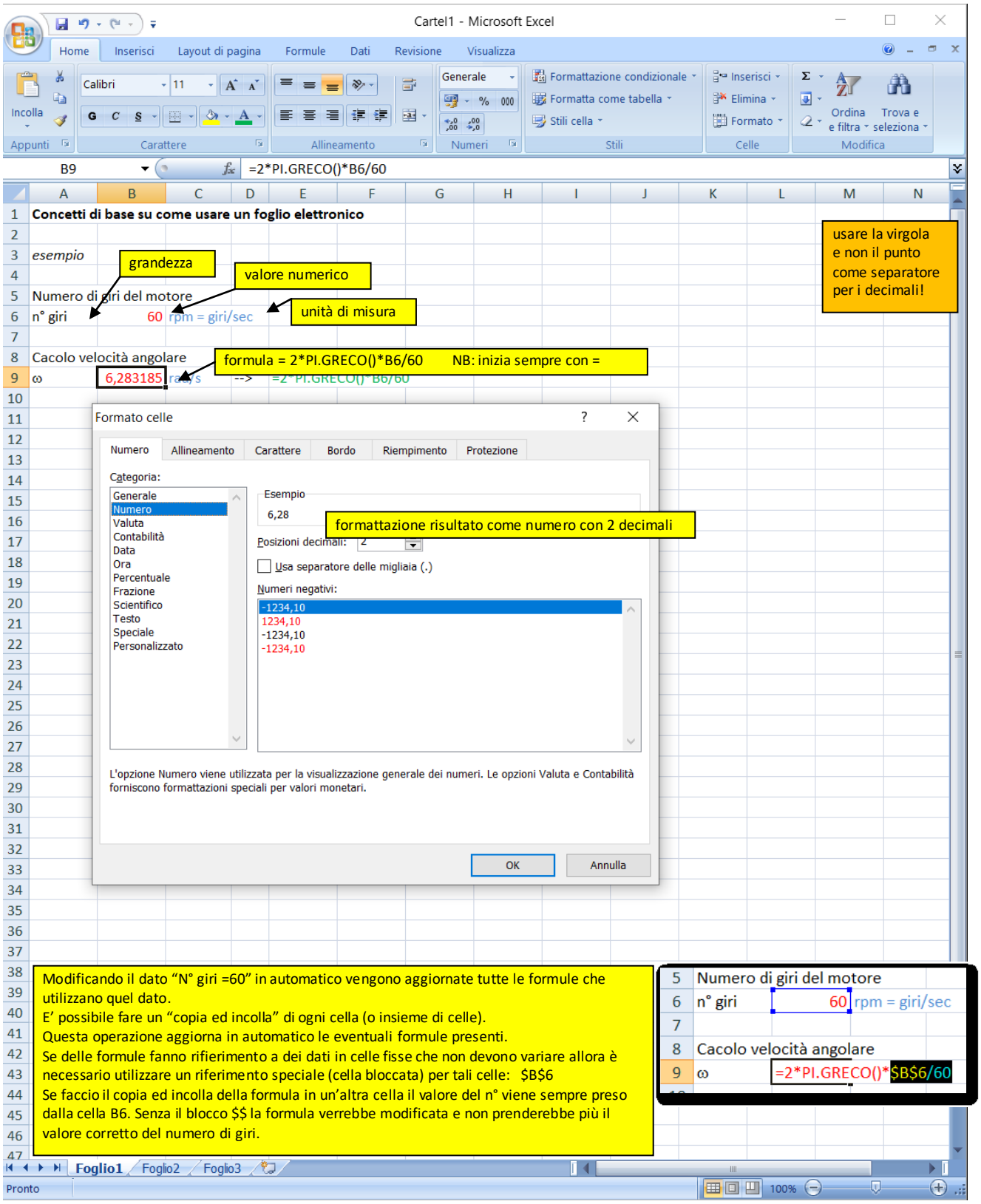
Proprietà: qualità isolanti molto buone, ma scarsa protezione estiva, ottimo isolamento acustico, non regola l'umidità.

Impiego: coperture (tra e sopra i travetti), solai intermedi, isolamento a cappotto e facciate ventilate, riempimento tra sistemi costruttivi a secco.
Deve essere protetto dall'umidità.

Conducibilità termica :
0,038-0,053 W/mK (vetro)
0,037 – 0,054 W/mK (roccia)

IL FOGLIO DI CALCOLO (EXCEL)

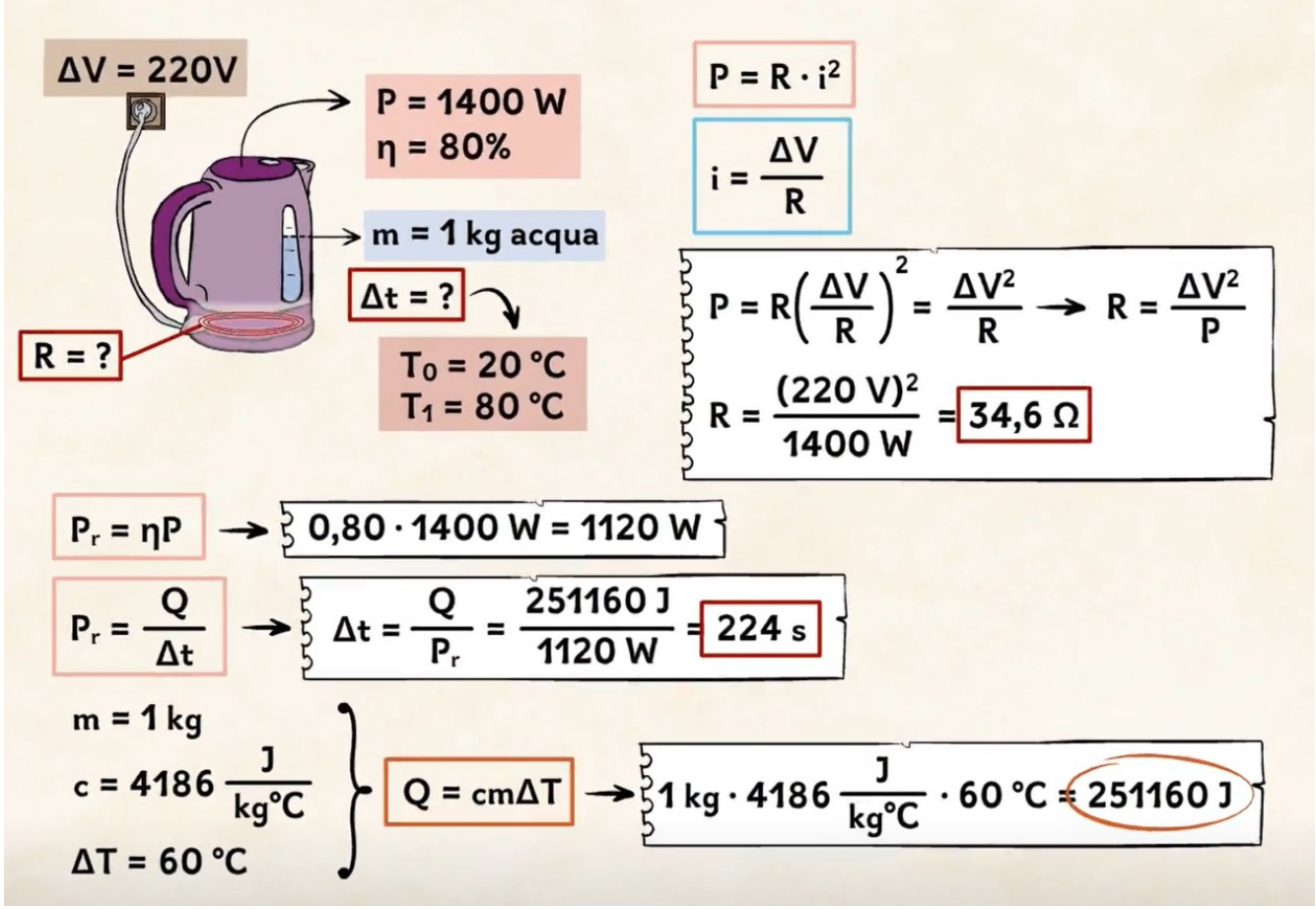
Un “foglio di calcolo” è un software che consente di creare relazioni tecniche con calcoli e grafici che possono essere facilmente adattati a situazioni diverse sulla base dei dati indicati.
Si presenta come un’enorme tabella costituita da tante celle identificate dal nome della colonna (una lettera A, B, C .) e dal numero di riga (1,2,3 …). La prima cella in alto a sinistra ad esempio è identificata da “A1”.
Ogni cella deve avere un solo contenuto specifico: testo, numeri, formule.



1. BOLLITORE

Un bollitore elettrico è un dispositivo che sfrutta l'effetto Joule su un elemento resistivo per riscaldare un liquido.

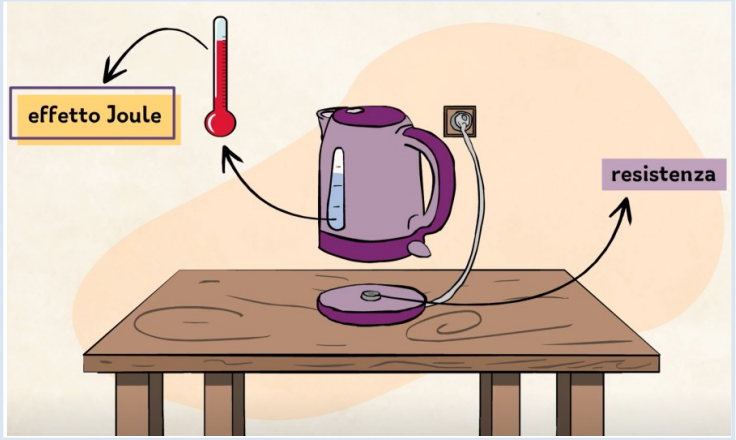
Consideriamo un bollitore elettrico da 1 litro da 1.4kW. Dopo quanto tempo l'acqua a 20°C viene portata alla T di 80°C?



fonte eduboom → fisica

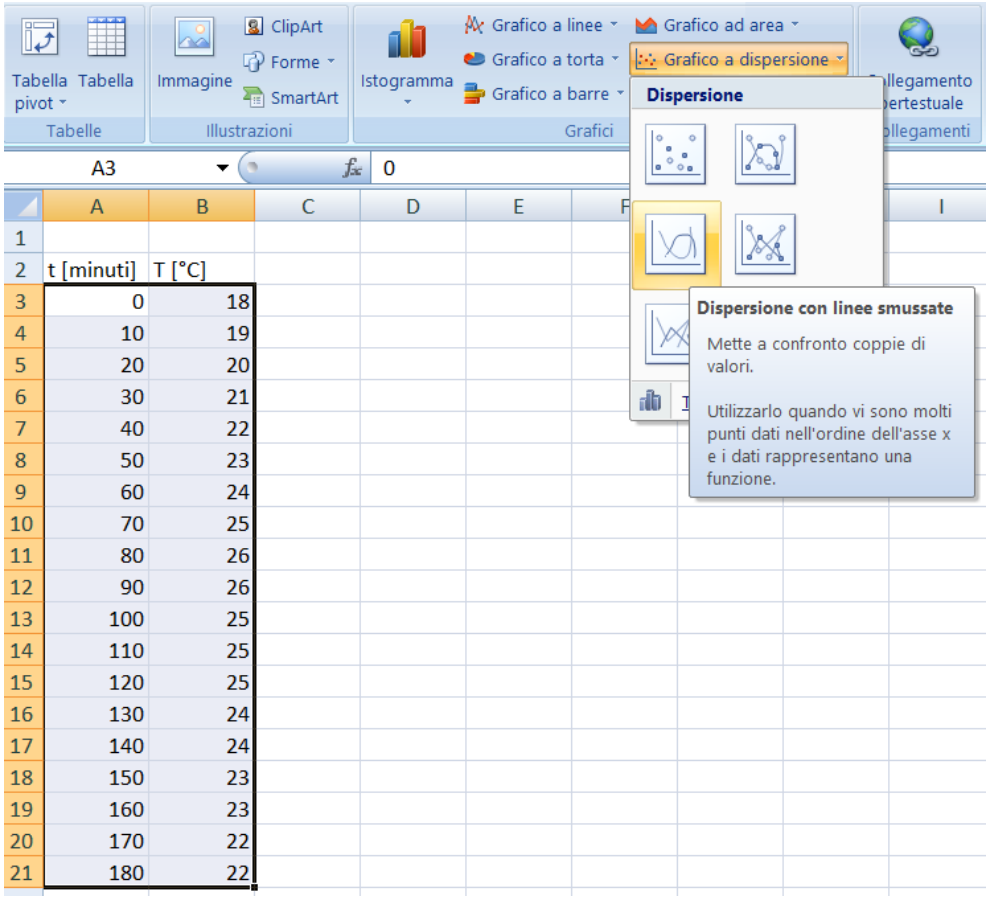
1-

	A	B	C	D	E
1	DATI				
2	ΔV	220	V		
3	Pot	1400	W		
4	η	0,8			
5	massa	1	litro		
6	Ct	4186	J/Kg K		
7	T0	20	°C		
8	T1	80	°C		
9					
10	R bollitore	34,6	Ω	=B2^2/B3	
11	P reale	1120	W	=B3*B4	
12	Q	251160	J	=B5*B6*(B8-B7)	
13	Δt	224,3	s	=B12/B11	
14					

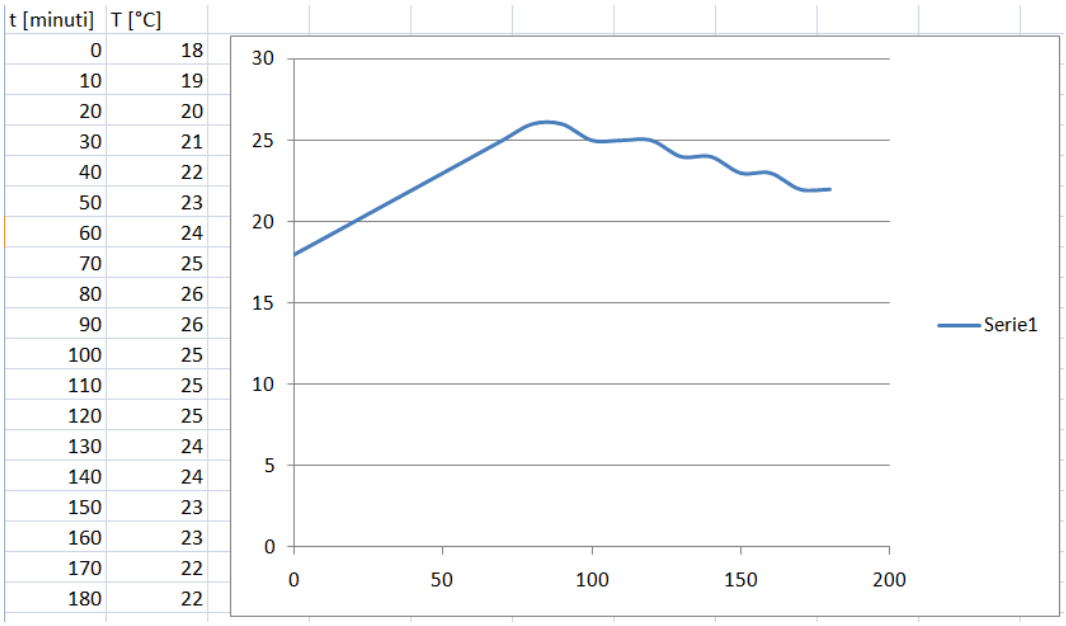


I GRAFICI A DISPERSIONE

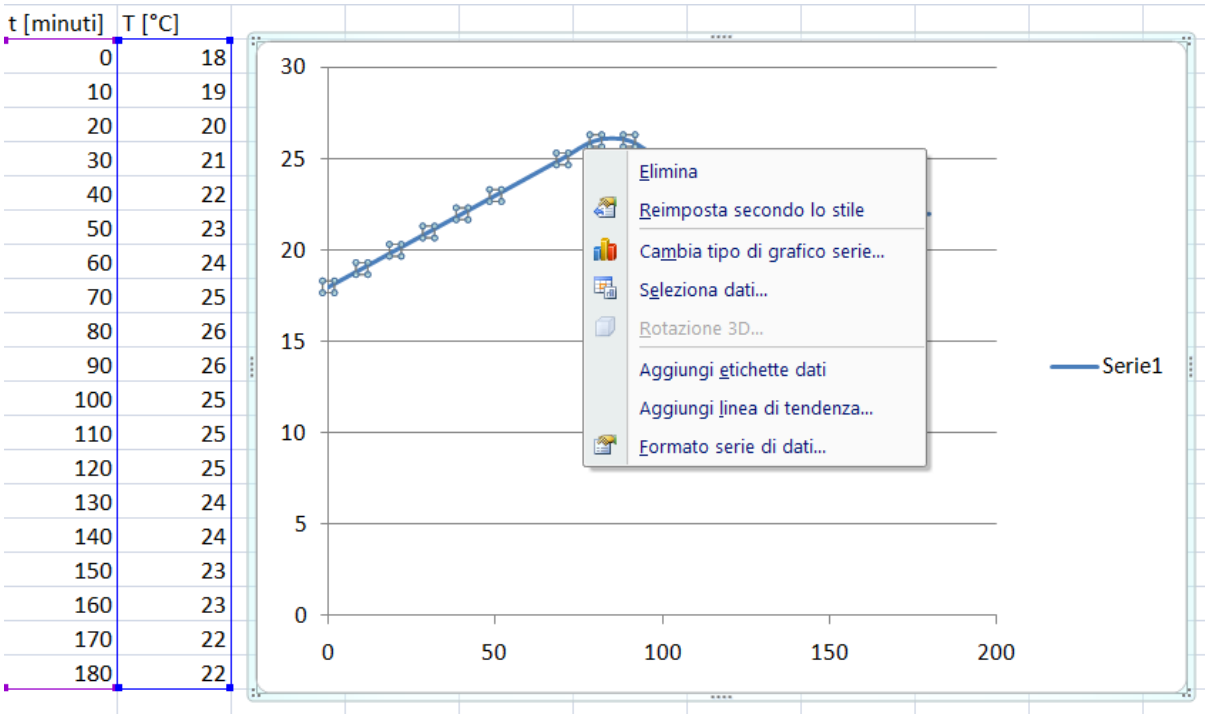
I grafici a dispersione sono molto utili per trasformare dei dati numerici (tabelle) in curve matematiche.
Prendiamo ad esempio la tabella sottostante che mostra come varia la temperatura misurata in un locale.
Selezioniamo le celle che contengono i dati da trasformare in una curva (solo i numeri) e poi selezioniamo dal "MENU Inserisci" la voce → "grafico a dispersione con linee smussate".



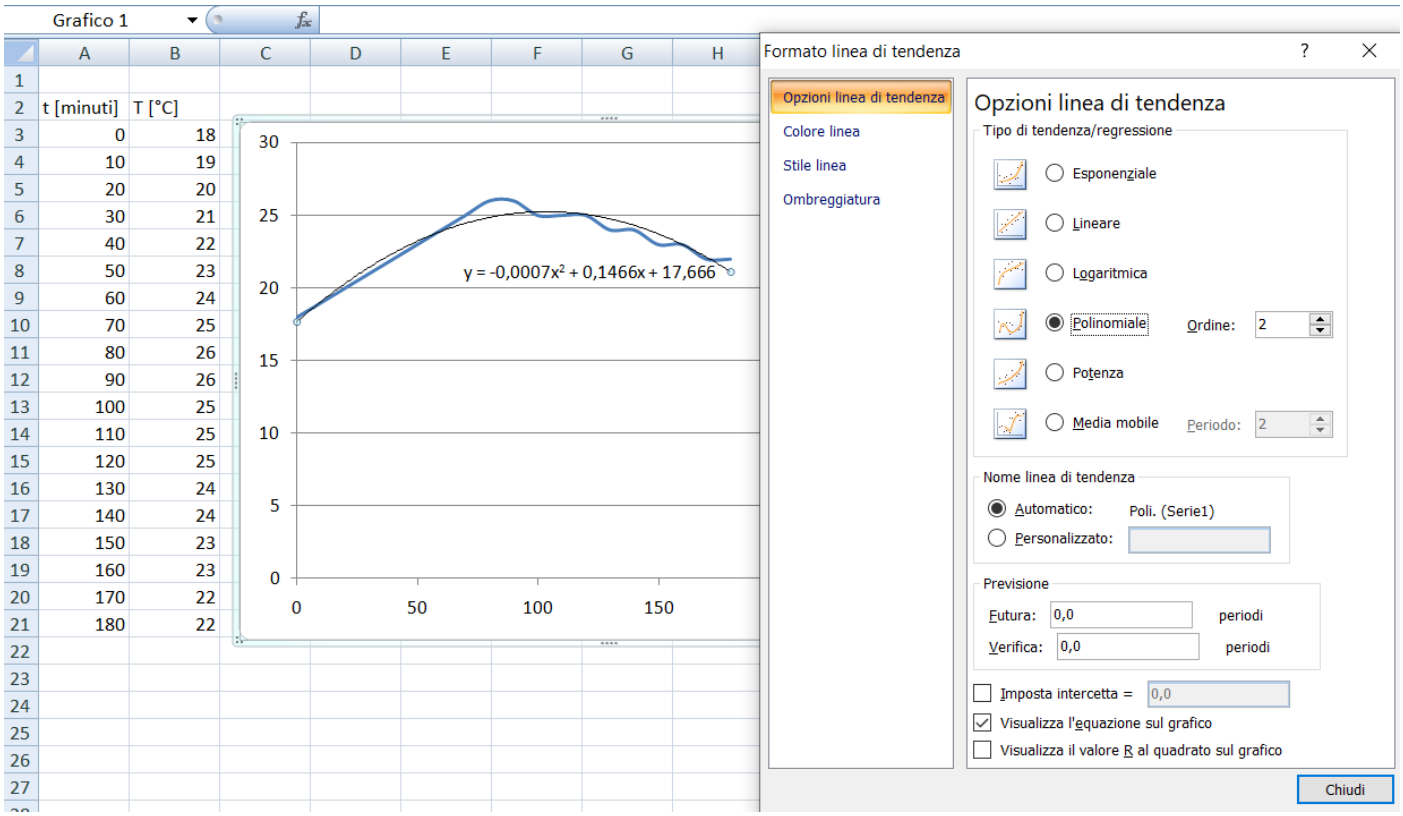
Otterremo la seguente curva (Serie1) che rappresenta la variazione della temperatura nel tempo.



Cliccando sulla curva blu è possibile aggiungere la "linea di tendenza" cioè una curva matematiche che approssima la curva ottenuta da una serie di numeri.



Cliccare su “Aggiungi linea di tendenza” e selezionare “polinomiale”.



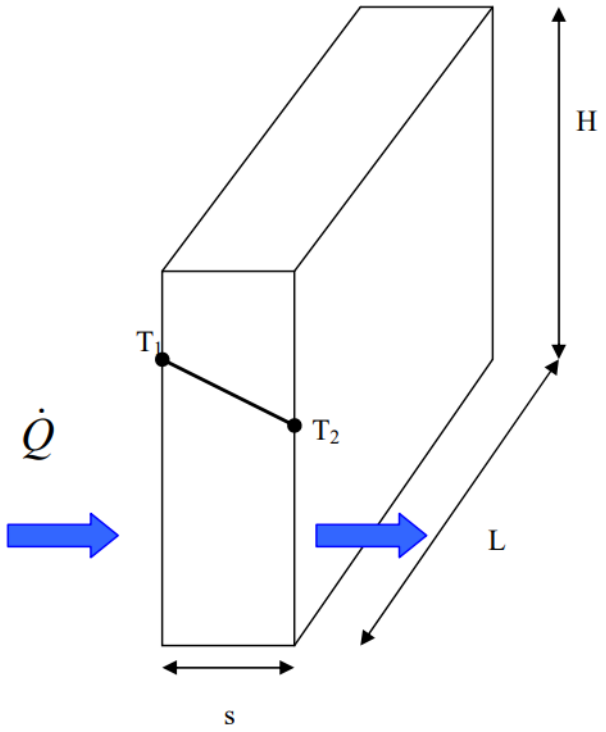
Si ottiene la curva matematica: $y = -0{,}0007x^2 + 0{,}1466x + 17{,}666 \rightarrow T = -0{,}0007t^2 + 0{,}1466t + 17{,}666$

che approssima I dati della tabella iniziale.

La formula della temperatura è fondamentale se dobbiamo fare altri calcoli con formule che necessitano di questa informazione. Con la tabella non sarebbe possibile.

Esercizio n. 1
Si consideri una parete di mattoni alta 4 m, larga 6 m e spessa 0,3 m, la cui conducibilità termica è λ λ = 0, 8 [W/(m°C)]. In un certo giorno i valori misurati delle temperature della superficie interna e della superficie esterna della parete sono 14°C e 6°C, rispettivamente. Si determini la potenza termica dissipata attraverso la parete in quel giorno.

Dati
H = 4 m
L = 6 m
s = 0,3 m



Soluzione
Le due superfici della parete si mantengono a ben determinate temperature costanti. Sono quindi superfici isoterme. Per calcolare la potenza termica si assume l'ipotesi di:
- Trasmissione di calore stazionaria perché le temperature superficiali restano costanti
- Trasmissione di calore monodimensionale perché il gradiente di temperatura è significativo solo nella direzione dall'interno verso l'esterno.
- Conducibilità termica costante.

L'area della superficie della parete è:
A = HxL = 4x6 = 24 [m^2]
Nell'ipotesi di regime stazione e configurazione monodimensionale (s<<H,L), la potenza termica dispersa per conduzione attraverso la parete si calcola applicando l'integrale dell'equazione di Fourier:

$$\dot{Q} = \lambda A \frac{T_1 - T_2}{s} = 0{,}8 \cdot 24 \frac{14-6}{0{,}3} = 512 \quad [W]$$

Il flusso termico è:

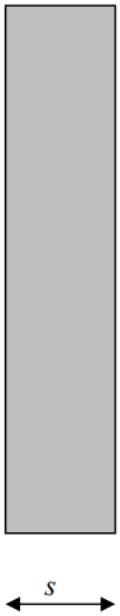
$$q = \frac{\dot{Q}}{A} = \lambda \frac{T_1 - T_2}{s} = 0{,}8 \cdot \frac{14-6}{0{,}3} = 21{,}3 \quad [W/m^2]$$

Esercizio n. 2

Si consideri una finestra vetrata delle dimensioni 0,8mx1,5m e dello spessore di 8 mm, caratterizzata da una conducibilità termica λ = 0,78 [W/(m°C)]. Si determinino la potenza termica stazionaria trasmessa attraverso la finestra e la superficie interna della finestra in un giorno in cui l'ambiente interno è a temperatura Ti = 20°C e l'ambiente esterno è a temperatura Te = -10°C. Si assumano quali coefficienti di scambio termico sulle superfici esterna ed interna della finestra he = 40[W/(m^2°C)] e hi = 10[W/(m^2°C)], includendo in essi gli effetti dell'irraggiamento termico.

Dati

λ = 0,78 [W/(m°C)]
h_i = 10[W/(m^2°C)]
h_e = 40[W/(m^2°C)]
Area vetrata Av =1,2 [m^2]
Te = -10°C
Ti = 20°C
s = 8 [mm]



Ipotesi

Le due superfici della finestra si mantengono a ben determinate temperature costanti. Sono quindi superfici isoterme. Per calcolare la potenza termica si assume l'ipotesi di:
- Trasmissione di calore stazionaria perché le temperature interna ed esterna si ipotizzano costanti
- Trasmissione di calore monodimensionale perché il gradiente di temperatura è significativo solo nella direzione dall'interno verso l'esterno.
- Conducibilità termica costante.

Soluzione

1. Calcolo della potenza termica attraverso la finestra.

Nell'ipotesi di regime stazione e configurazione monodimensionale (s<<H,L), la potenza termica dispersa per conduzione attraverso la finestra si calcola applicando l'integrale dell'equazione di Fourier:

$$\dot{Q} = A_v \frac{T_i - T_e}{R} \quad [W]$$

dove R è la resistenza termica globale pari a:

$$R = \underbrace{\frac{1}{h_i}}_{R_{conv,i}} + \underbrace{\frac{s_v}{\lambda_v}}_{R_{cond}} + \underbrace{\frac{1}{h_e}}_{R_{conv,e}} = \frac{1}{10} + \frac{0{,}008}{0{,}78} + \frac{1}{40} = 0{,}135 \quad \left[\frac{m^2\,°C}{W}\right]$$

La potenza termica risulta:

$$\dot{Q} = A_v \frac{T_i - T_e}{R} = 1{,}2\,\frac{20-(-10)}{0{,}135} = 266 \quad [W]$$

2.Calcolare la temperatura della superficie interna della finestra T_1.
Nota la potenza termica, si ricava la T_1:

Essendo

$$\dot{Q} = A_v \frac{T_i - T_e}{R} = A_v \frac{T_i - T_1}{\frac{1}{h_i}}$$

Risulta:

$$T_1 = T_i - \frac{\dot{Q}}{A_v}\frac{1}{h_i} = 20 - \frac{266}{1{,}2}\frac{1}{10} \cong -2{,}2°C$$

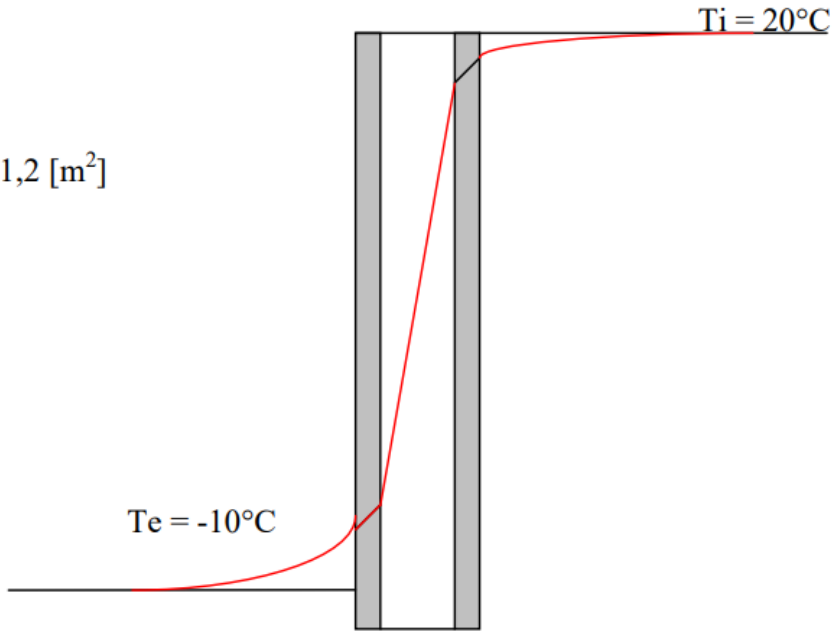
Da notare è il valore negativo di temperatura sulla superficie interna sebbene la temperatura dell'ambiente interno è 20°C. Ciò è da evitare perché può causare condensa o brina sulla superficie interna quando l'umidità della stanza è elevata.

Esercizio n. 3

Rifare l'esercizio precedente, ipotizzando che la finestra vetrata alta 0,8 (m) e larga 1,5 (m) sia costituita da due strati di vetro di spessore di 4 mm [λ = 0,78 W/(m°C)], separati da un'intercapedine d'aria ferma spessa 10 mm [λ = 0,026 W/(m°C)]. Si determinino allora la potenza termica stazionaria trasmessa attraverso la finestra e la superficie interna della finestra in un giorno in cui l'ambiente interno è a temperatura Ti = 20°C e l'ambiente esterno è a temperatura Te = -10°C. Si assumano quali coefficienti di scambio termico sulle superfici esterna ed interna della finestra he = 40[W/(m^2°C)] e hi = 10[W/(m^2°C)], includendo in essi gli effetti dell'irraggiamento termico.

Dati

λ = 0,78 [W/(m°C)]
h_i = 10[W/(m^2°C)]
h_e = 40[W/(m^2°C)]
Area trasversale vetrata Av =1,2 [m^2]
Te = -10°C
Ti = 20°C
s_v = 4 [mm]
s_{int} = 4 [mm]



Ipotesi
Le due superfici della finestra si mantengono a ben determinate temperature costanti. Sono quindi superfici isoterme. Per calcolare la potenza termica si assume l'ipotesi di:
- Trasmissione di calore stazionaria perché le temperature interna ed esterna si ipotizzano costanti
- Trasmissione di calore monodimensionale perché il gradiente di temperatura è significativo solo nella direzione dall'interno verso l'esterno.
- Conducibilità termica costante.

Soluzione
Calcolo della potenza termica attraverso la finestra.
Nell'ipotesi di regime stazione e configurazione monodimensionale (s<<H,L), la potenza termica dispersa per conduzione attraverso la finestra si calcola applicando l'integrale dell'equazione di Fourier:

$$\dot{Q} = A_v \frac{T_i - T_e}{R} \quad [W]$$

dove R è la resistenza termica globale pari a:

$$R = \underbrace{\frac{1}{h_i}}_{R_{conv,i}} + \underbrace{\sum_{j=1}^{3} \frac{s_j}{\lambda_j}}_{R_{cond}} + \underbrace{\frac{1}{h_e}}_{R_{conv,e}} = \frac{1}{h_i} + \frac{2s_v}{\lambda_v} + \frac{s_{\text{int}}}{\lambda_{\text{int}}} = \frac{1}{10} + \frac{2 \cdot 0{,}004}{0{,}78} + \frac{0{,}01}{0{,}026} + \frac{1}{40} = 0{,}52 \quad \left[\frac{m^2\,°C}{W}\right]$$

La potenza termica risulta:

$$\dot{Q} = A_v \frac{T_i - T_e}{R} = 1{,}2 \frac{20 - (-10)}{0{,}52} = 69{,}2 \quad [W]$$

che corrisponde a circa un quarto della potenza termica ottenuta nell'esercizio precedente, grazie alla maggiore resistenza termica della finestra a doppio vetro per effetto dell'intercapedine d'aria. Tuttavia la resistenza dell'intercapedine d'aria calcolata in regime di conduzione è teorica. Essa è in realtà minore di quella calcolata perché ci sono delle correnti d'aria convettive naturali nell'intercapedine che favoriscono lo scambio termico, a danno quindi della resistenza

3.Calcolare la temperatura della superficie interna della finestra T_1.
Nota la potenza termica, si ricava la T_1:

Essendo

$$\dot{Q} = A_v \frac{T_i - T_e}{R} = A_v \frac{T_i - T_1}{\frac{1}{h_i}} \quad [W]$$

Risulta:

$$T_1 = T_i - \frac{\dot{Q}}{A_v} \frac{1}{h_i} = 20 - \frac{69{,}2}{1{,}2} \frac{1}{10} = 14{,}2°C$$

che risulta molto più alta rispetto a quella dell'esercizio precedente (-2,2°C).
Il vetro doppio, oltre a evitare i fenomeni di condensa, riduce gli apporti termici dall'esterno, consentendo una riduzione dei costi per il raffrescamento.

Per tracciare il grafico $T(x)$ lungo la finestra occorre determinare la distribuzione della temperatura:

$$T_2 = T_i - \frac{\dot{Q}}{A_v}\left(\frac{1}{h_i} + \frac{s_v}{\lambda_v}\right) = 20 - \frac{69,2}{1,2}\left(\frac{1}{10} + \frac{0,004}{0,78}\right) = 13,9°C$$

$$T_3 = T_i - \frac{\dot{Q}}{A_v}\left(\frac{1}{h_i} + \frac{s_v}{\lambda_v} + \frac{s_{\text{int}}}{\lambda_{\text{int}}}\right) = 20 - \frac{69,2}{1,2}\left(\frac{1}{10} + \frac{0,004}{0,78} + \frac{0,01}{0,026}\right) = -8,2°C$$

$$T_4 = T_i - \frac{\dot{Q}}{A_v}\left(\frac{1}{h_i} + \frac{s_v}{\lambda_v} + \frac{s_{\text{int}}}{\lambda_{\text{int}}} + \frac{s_v}{\lambda_v}\right) = 20 - \frac{69,2}{1,2}\left(\frac{1}{10} + \frac{0,004}{0,78} + \frac{0,01}{0,026} + \frac{0,004}{0,78}\right) = -8,5°C$$

Esercizio n. 4

Si consideri una finestra di vetro alta 1,2 m e larga 2 m, il cui spessore è 6 mm e la cui conducibilità termica è λ = 0,78 [W/(m°C)]. Calcolare: (a) la potenza termica trasmessa attraverso questa finestra in regime stazionario e (b) la temperatura della sua superficie interna in un giorno in cui la temperatura della stanza è mantenuta a 24 °C, mentre la temperatura esterna è -5°C. Si supponga che i coefficienti di scambio termico convettivo della superficie interna e della superficie esterna della finestra siano h_i = 10 [W/(m^2°C)] e h_e = 25 [W/(m^2°C)] rispettivamente, e si trascuri la trasmissione per irraggiamento.

Dati

H = 1,2 m
L = 2 m
s = 6 mm
λ = 0,78 W/(m°C)
Te = -5 °C
Ti = 24°C

Soluzione

Area della superficie della finestra

A = H x L =1,2 x 2 = 2,4 m^2

Resistenza termica dei singoli strati

1) Resistenza allo scambio termico della superficie interna per convezione (aria interna-superficie interna parete)

$$R_{conv,i} = \frac{1}{h_i} = \frac{1}{10} = 0,1 \quad \left[\frac{m^2 °C}{W}\right]$$

2) Resistenza allo scambio termico per conduzione attraverso la lastra:

$$R_1 = \frac{s_v}{\lambda_v} = \frac{0,006}{0,78} = 0,008 \quad \left[\frac{m^2 °C}{W}\right]$$

3) Resistenza allo scambio termico della superficie esterna per convezione (superficie esterna parete- aria esterna)

$$R_{conv,e} = \frac{1}{h_i} = \frac{1}{25} = 0{,}04 \quad \left[\frac{m^2 °C}{W}\right]$$

Resistenza totale

$R = R_{conv,i} + R_1 + R_{conv,e} = 0{,}1+0{,}008+0{,}04 = 0{,}148$ [m²°C/W]

Potenza termica dispersa attraverso la finestra in regime stazionario

$$\dot{Q} = A\frac{T_i - T_e}{R} = 2{,}4 \cdot \frac{24-5}{0{,}148} = 470 \quad [W]$$

Flusso termico

$$q = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{470}{2{,}4} = 196{,}2 \quad [W/m^2]$$

Temperatura superficiale interna *Ts,i*

Essendo

$$q = \frac{T_i - T_e}{R}$$

Poichè si assume il regime stazionario q è costante ed è anche:

$$q = \frac{T_i - T_{s,i}}{R_{conv,i}}$$

da cui risulta:

$$T_{s,i} = T_i - qR_{conv,i} = \quad 24 - 196{,}2 \cdot 0{,}1 = 4{,}4 \quad [°C]$$

Esercizio n.5
Calcolare la potenza termica per unità di superficie che attraversa la seguente parete verticale e la distribuzione di temperatura con relativo grafico:

Dati:
Coefficiente di scambio termico interno per adduzione $h_i = 7$ [W/m^2°C]
Coefficiente di scambio termico esterno per adduzione $h_e = 23$ [W/m^2°C]
Temperatura aria interna $T_i = 20$°C
Temperatura aria esterna $T_e = 0$°C

Stratigrafia della parete

Materiale	**Spessore [mm]**	**Densità [kg/m^3]**	**Conduttività termica [W/m°C]**
Intonaco di cemento e calce	20	1800	0,9
Mattoni pieni	120	1800	0,3
Intonaco di cemento	20	2000	1,4

Soluzione
Per calcolare il flusso termico si assume l'ipotesi di:
- Trasmissione di calore stazionaria perché le temperature superficiali restano costanti
- Trasmissione di calore monodimensionale perché il gradiente di temperatura è significativo solo nella direzione dall'interno verso l'esterno e tutte le superfici verticali sono superfici isoterme.
- Conducibilità termica costante.

Sotto tali ipotesi:

$$q = \frac{T_i - T_e}{R} \quad \left[\frac{W}{m^2}\right]$$

R è la resistenza termica allo scambio termico globale tra l'aria a temperatura T_i e l'aria esterna a temperatura T_e attraverso la parete:

$$R = R_{conv,i} + R_a + R_b + R_c + R_{conv,e} =$$
$$= \frac{1}{h_i} + \frac{s_a}{\lambda_a} + \frac{s_b}{\lambda_b} + \frac{s_c}{\lambda_c} + \frac{1}{h_e} = \frac{1}{8} + \frac{0{,}02}{0{,}9} + \frac{0{,}12}{0{,}3} + \frac{0{,}02}{1{,}4} + \frac{1}{23} = 0{,}6 \quad [W]$$

$$q = \frac{T_i - T_e}{R} = \frac{20 - 0}{0{,}6} = 33 \quad \left[\frac{W}{m^2}\right]$$

Calcolo delle temperature

- Temperatura della superficie interna $T_{s,i}$. Dall'equazione q = h_i (T_i-$T_{s,i}$)

$$T_{s,i} = T_i - q \cdot R_i = 20 - 33 \cdot \frac{1}{8} = 15{,}9 \quad [°C]$$

- Temperatura T_1 tra lo strato s_a e lo strato s_b

$$T_1 = T_i - q(R_i + R_a) = T_i - q \cdot \left(\frac{1}{h_i} + \frac{s_a}{\lambda_a} \right) = 20 - 33 \left(\frac{1}{8} + \frac{0{,}02}{0{,}9} \right) = 15{,}14 \quad [°C]$$

- Temperatura T_2 tra lo strato s_b e lo strato s_c

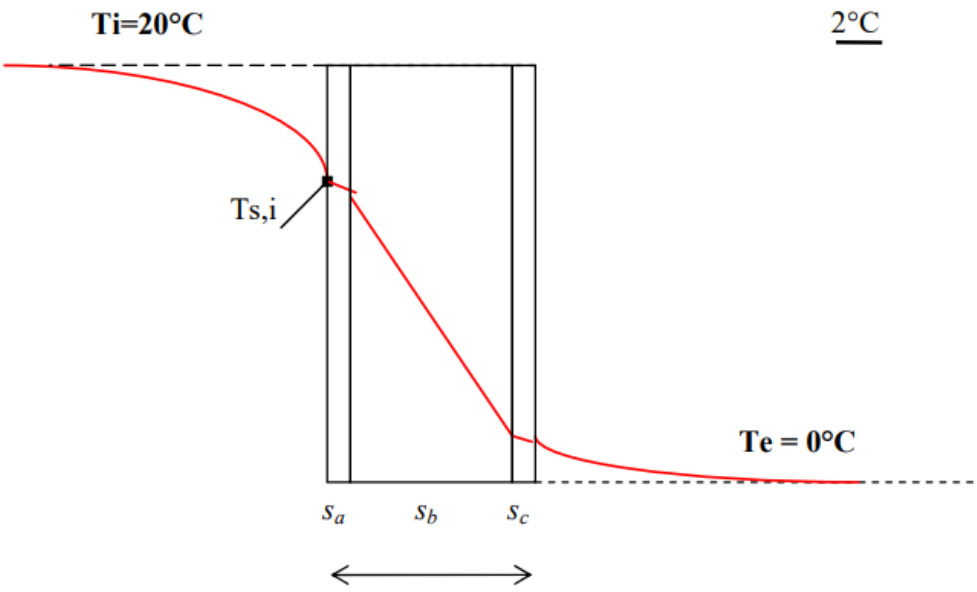
$$T_2 = T_i - q(R_i + R_a + R_b) = T_i - q \cdot \left(\frac{1}{h_i} + \frac{s_a}{\lambda_a} + \frac{s_b}{\lambda_b} \right) = 20 - 33 \left(\frac{1}{8} + \frac{0{,}02}{0{,}9} + \frac{0{,}12}{0{,}3} \right) = 2 \quad [°C]$$

- Temperatura della superficie esterna $T_{s,e}$.

$$T_{s,e} = T_i - q \cdot \left(\frac{1}{h_i} + \frac{s_a}{\lambda_a} + \frac{s_b}{\lambda_b} + \frac{s_c}{\lambda_c} \right) = 20 - 33 \left(\frac{1}{8} + \frac{0{,}02}{0{,}9} + \frac{0{,}12}{0{,}3} + \frac{0{,}02}{1{,}4} \right) = 1{,}5 \quad [°C]$$

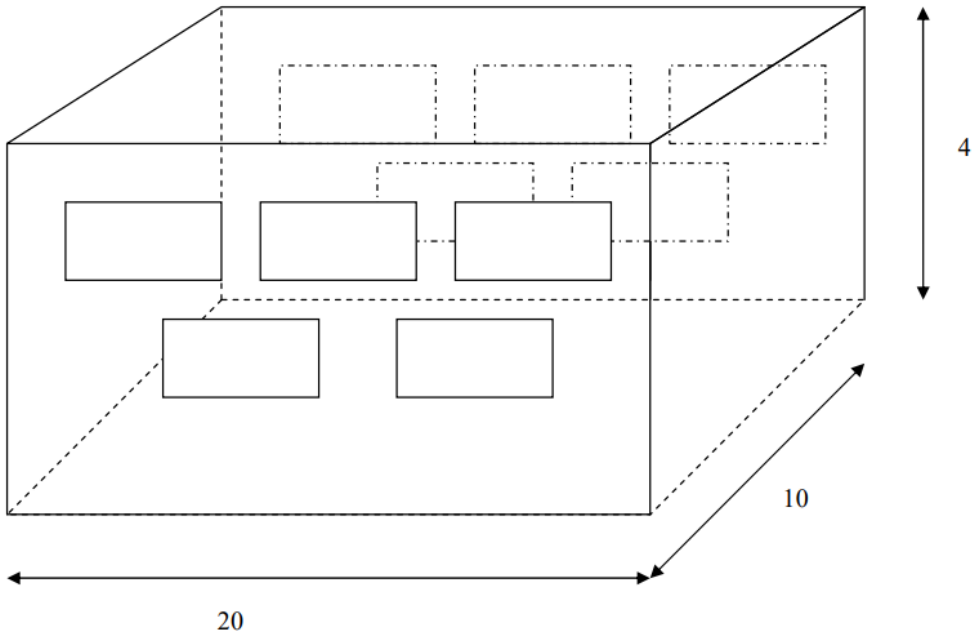
Ovvero si verifica dall'equazione q = h_e ($T_{s,e}$-T_e) che

$$T_{s,i} = T_e + qR_e = 0 + 33 \cdot \frac{1}{23} = 1{,}45 \quad [°C]$$



Esercizio n. 6

Si consideri una casa che ha una base di 10m x 20m e pareti alte 4 m. Tutte e quattro le pareti della casa hanno una resistenza termica specifica di 2,31 [$m^2C°/W$]. Le due pareti di 10 m x 4 m sono prive di finestre. La terza parete ha cinque finestre fatte di vetro spesso 0,5 cm [λ = 0,78 W/(m°C)], ciascuna delle quali misura 1,2 m x 1,8 m. La quarta parete ha le stesse dimensioni e lo stesso numero di finestre, ma queste sono a doppio vetro con uno spazio di aria stagnante spesso 1,5 cm [λ = 0,026 W/(m°C)], racchiuso tra due lastre di vetro spesso 0,5 cm. Il termostato della casa è regolato a 22°C e la temperatura media dell'ambiente esterno in quella località è 5°C durante la stagione di riscaldamento della durata di 7 mesi. Trascurando ogni scambio termico per irraggiamento attraverso le finestre e supponendo che i coefficienti si scambio termico sulla superficie interna della casa e sulla sua superficie esterna siano h_i = 7 [W/(m^2°C)] e h_e = 15 [W/(m^2°C)] rispettivamente, si determini la potenza termica media trasmessa attraverso ciascuna parete.



Pareti senza finestre

La potenza termica trasmessa attraverso ciascuna parete di area 10m x 4m si calcola con la seguente espressione:

$$\dot{Q} = A\frac{T_i - T_e}{R_{tot}} \quad [W]$$

con

Ti = 22°C

Te = 5°

A = 40 m^2

La resistenza totale di scambio termico è data dalla somma delle seguenti resistenze:

- resistenza convettiva sulla superficie interna

$$R_{conv,i} = \frac{1}{h_{conv,i}} = \frac{1}{7} = 0{,}14 \quad \left[\frac{m^2\,°C}{W}\right]$$

- resistenza conduttiva degli strati della parete già nota come dato del problema

$$R_{cond} = \sum_{j=1}^{n} \frac{s_j}{\lambda_j} = 2{,}31 \quad \left[\frac{m^2\,°C}{W}\right]$$

- resistenza convettiva sulla superficie esterna

$$R_{conv,e} = \frac{1}{h_{conv,e}} = \frac{1}{15} = 0{,}06 \quad \left[\frac{m^2\,°C}{W}\right]$$

$$R_{tot} = R_{conv,i} + R_{cond} + R_{conv,e} = 2{,}52 \quad \frac{m^2\,°C}{W}$$

$$\dot{Q} = A\frac{T_i - T_e}{R_{tot}} = 40\frac{22-5}{2{,}52} = 270 \quad [W]$$

Parete con finestre a vetro singolo

L'area della parete (20m x 4m) è composta da una parte opaca e da una parte trasparente

L'area complessiva vetrata è:

A_v = 5 x A_f = 5 x 1,2 x 1,8 =10,8 [m^2]

L'area opaca netta è:

$A_{parete} = A_{tot} - A_v$ = 20x4 -10,8 = 69,2 [m^2]

La resistenza specifica (per unità di area) della parte opaca è sempre la stessa:

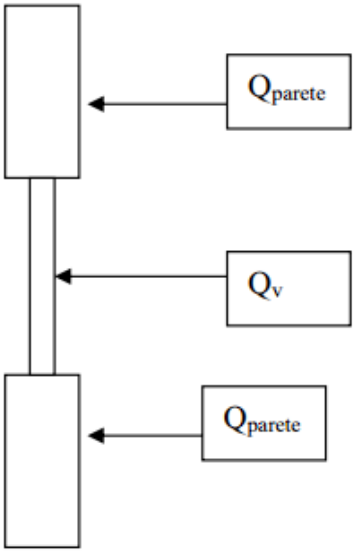
$$R_{parete} = R_{conv,i} + R_{cond} + R_{conv,e} = 2{,}52 \quad \frac{m^2 °C}{W}$$

$$\dot{Q} = A\frac{T_i - T_e}{R_{paret}} = 69{,}2\frac{22-5}{2{,}52} = 467 \quad [W]$$

Attraverso le superfici vetrate il flusso termico cambia perché è diversa la loro resistenza conduttiva $R_{cond,v}$, a parità di salto termico e di resistenze convettive:

$$R_{cond,v} = \frac{s_v}{\lambda_v} = \frac{0{,}005}{0{,}78} = 0{,}006 \quad \left[\frac{m^2 °C}{W}\right]$$

$$R_v = R_{conv,i} + R_{cond,v} + R_{conv,e} = 0{,}14 + 0{,}006 + 0{,}06 = 0{,}21 \quad \left[\frac{m^2 °C}{W}\right]$$



La potenza termica che complessivamente attraversa la parete è dato dalla somma delle seguenti potenze

$$\dot{Q}_{parete} = A_{parete}\frac{T_i - T_e}{R_{parete}} \quad [W]$$

$$\dot{Q}_v = A_v\frac{T_i - T_e}{R_v} = \quad [W]$$

Considerando solo la conduzione attraverso gli elementi le temperature da considerare sono:
Ts,i e *Ts,e* delle superfici interna ed esterna rispettivamente:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{parete} + \dot{Q}_v = A_{parete} \frac{T_{s,i} - T_{s,e}}{R_{cond,parete}} + A_v \frac{T_{s,i} - T_{s,e}}{R_{cond,v}} = \frac{T_{s,i} - T_{s,e}}{\frac{R_{cond,parete}}{A_{parete}}} + \frac{T_{s,i} - T_{s,e}}{\frac{R_{cond,v}}{A_v}} =$$

$$= (T_{s,i} - T_{s,e}) \cdot \left(\frac{1}{\frac{R_{cond,parete}}{A_{parete}}} + \frac{1}{\frac{R_{cond,v}}{A_v}} \right) \quad [W] \qquad (+)$$

Poiché deve essere:

$$\dot{Q} = \frac{T_{s,i} - T_{s,e}}{R_{cond,tot}} \quad [W] \qquad (*)$$

Uguagliando la (+) e la (*):

$$\frac{T_{s,i} - T_{s,e}}{R_{cond,tot}} = (T_{s,i} - T_{s,e}) \cdot \left(\frac{1}{\frac{R_{cond,parete}}{A_{parete}}} + \frac{1}{\frac{R_{cond,v}}{A_v}} \right)$$

$$\frac{1}{R_{cond,tot}} = \frac{1}{\frac{R_{cond,parete}}{A_{parete}}} + \frac{1}{\frac{R_{cond,v}}{A_v}}$$

$$\frac{1}{R_{cond,tot}} = \frac{1}{R'_{v,cond}} + \frac{1}{R'_{parete,cond}}$$

dove

$$R'_{v,cond} = \frac{R_{v,cond}}{A_v} = \frac{0{,}006}{5x1{,}2x1{,}8} = 0{,}0006 \quad [W]$$

$$R'_{parete,cond} = \frac{R_{parete,cond}}{A_{parete}} = \frac{2{,}31}{20x4 - 5x1{,}2x1{,}8} = 0{,}033 \quad [W]$$

$$\frac{1}{R_{cond,tot}} = \frac{R'_{parete,cond} + R'_{v,cond}}{R'_{parete,cond}\, R'_{v,cond}}$$

$$R_{cond,tot} = \frac{R'_{parete,cond}\, xR'_{v,cond}}{R'_{parete,cond} + R'_{v,cond}} == \frac{0{,}033x0{,}0006}{0{,}033 + 0{,}0006} = 0{,}00058 \quad \left[\frac{°C}{W}\right]$$

La resistenza totale della parete con le finestre a vetro singolo è:

$$R'_{tot} = R'_{conv,i} + R_{cond,tot} + R'_{conv,e} =$$

$$= \frac{1}{h_{conv,i} A} + R_{tot,cond} + \frac{1}{h_{conv,e} A} = \frac{1}{7x20x4} + 0{,}0005 + \frac{1}{15x20x4} = 0{,}0032 \quad \left[\frac{°C}{W}\right]$$

$$\dot{Q} = \frac{T_i - T_e}{R'_{tot}} = \frac{22-5}{0{,}0032} = 5308 \quad [W] = 5{,}3 \quad [kW]$$

Parete con finestre a doppio vetro

Il procedimento di calcolo è analogo. La potenza termica risultante è diversa perché cambia la tipologia di finestra. Trattandosi di infisso a doppio vetro, la relativa resistenza termica sarà maggiore perché si aggiunge uno strato di aria con conduttività termica di 0,026 W/m°C.

$$R_{cond,v} = 2\frac{s_v}{\lambda_v} + \frac{s_a}{\lambda_a} = 2\frac{0{,}005}{0{,}78} + \frac{0{,}015}{0{,}026} = 0{,}59 \quad \left[\frac{m^2 °C}{W}\right]$$

$$R'_{cond,v} = \frac{R_{cond,v}}{A_v} = \frac{0{,}59}{5x1{,}2x1{,}8} = 0{,}054 \quad \left[\frac{°C}{W}\right]$$

La resistenza totale della parete con le finestre a doppio vetro è:

$$R'_{tot} = R'_{conv,i} + R_{cond,tot} + R'_{conv,e} =$$

$$= \frac{1}{h_{conv,i} A} + R_{tot,cond} + \frac{1}{h_{conv,e} A}$$

dove:

$$\frac{1}{R_{cond,tot}} = \frac{R'_{parete,cond} + R'_{v,cond}}{R'_{parete,cond}\, R'_{v,cond}}$$

$$R_{cond,tot} = \frac{R'_{parete,cond}\, xR'_{v,cond}}{R'_{parete,cond} + R'_{v,cond}} = \frac{0{,}033x0{,}054}{0{,}033 + 0{,}054} = 0{,}02 \quad \left[\frac{°C}{W}\right]$$

$$R'_{tot} = R'_{conv,i} + R_{cond,tot} + R'_{conv,e} =$$

$$= \frac{1}{h_{conv,i} A} + R_{cond,tot} + \frac{1}{h_{conv,e} A} = \frac{1}{7x20x4} + 0{,}02 + \frac{1}{15x20x4} = 0{,}023 \quad \left[\frac{°C}{W}\right]$$

$$\dot{Q} = \frac{T_i - T_e}{R'_{tot}} = \frac{22-5}{0{,}0233} = 729 \quad [W]$$

La potenza termica trasmessa che verrà risparmiata se le finestre a vetro singolo vengono convertite in finestre a doppio vetro diventa

$$\dot{Q}_{\text{risparmiato}} = \dot{Q}_{\substack{\text{vetro}\\ \text{singolo}}} - \dot{Q}_{\substack{\text{vetro}\\ \text{doppio}}} = 5309 - 729 = 4580 \text{ W}$$

La quantità di energia e di denaro risparmiati durante una stagione di riscaldamento di 7 mesi passando da finestre a singolo vetro a finestre a doppio vetro diventa

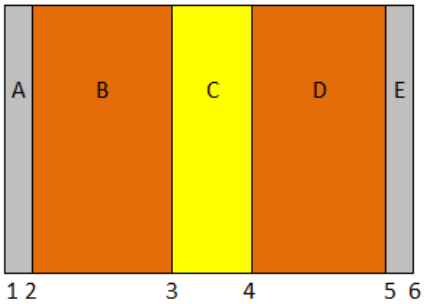
$$Q_{\text{risparmiato}} = \dot{Q}_{\text{risparmiato}} \Delta t = (4.580 \text{ kW})(7 \times 30 \times 24 \text{ h}) = 23{,}083 \text{ kWh}$$

Esercizio 7

Sono noti: αi = 8 W/m²K αe = 23 W/m²K Ti = 20°C Te = -5°C

ed inoltre si assumono le seguenti caratteristiche geometriche e fisiche per i materiali costituenti la parete:

A	intonaco interno (ρ=1800 kg/m^3)	⇨ s= 2cm	⇨λ = 0,80 W/mK
B	mattoni pieni (ρ=2000 kg/m^3)	⇨ s= 12cm	⇨λ = 0,81 W/mK
C	pannelli lana di vetro (ρ=30 kg/m^3)	⇨ s= 5cm	⇨λ = 0,04 W/mK
D	mattoni pieni (ρ=2000 kg/m^3)	⇨ s= 12cm	⇨λ = 0,81 W/mK
E	intonaco esterno (ρ=1500 kg/m^3)	⇨ s= 2cm	⇨λ = 0,69 W/mK



Calcolare le temperature alle varie facce della struttura.

CALCOLO DELLA TRASMITTANZA TERMICA

Il valore della trasmittanza U sarà:

$$U = \frac{1}{R_G} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \Sigma R_i + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,80} + \frac{0,12}{0,81} + \frac{0,05}{0,04} + \frac{0,12}{0,81} + \frac{0,02}{0,69} + \frac{1}{23}} = \frac{1}{1,77} = 0,56$$

CALCOLO DELLA POTENZA TERMICA DISPERSA

Il valore della potenza termica dispersa, per una superficie unitaria di parete Q sarà:

$$Q = U \cdot S \cdot (T_i - T_e) = 0,56 \frac{W}{m^2 K} \cdot (1m^2) \cdot [20 - (-5)]K = 0,56 \frac{W}{m^2 K} \cdot (1m^2) \cdot (25)K = 14W$$

CALCOLO DELLA TEMPERATURA SUPERFICIALE DI OGNI STRATO (°C)

Si usa la relazione: $T_n = T_{n-1} - \frac{Q \cdot R}{S} (°C)$

Pertanto, per S = 1 m² si ha:

FLUIDO INTERNO $T_1 = T_i - \frac{Q}{S} \cdot \frac{1}{\alpha_i}$ $T_1 = 20 - 14 \cdot \frac{1}{8} = 20 - 1,75 = 18,25(°C)$

STRATO 1 $T_2 = T_1 - \frac{Q}{S} \cdot \frac{s_1}{\lambda_1}$ $T_1 = 18,25 - 14 \cdot \frac{0,02}{0,80} = 18,25 - 0,35 = 17,90(°C)$

STRATO 2 $T_3 = T_2 - \frac{Q}{S} \cdot \frac{s_2}{\lambda_2}$ $T_2 = 17,90 - 14 \cdot \frac{0,12}{0,81} = 17,90 - 2,10 = 15,80(°C)$

STRATO 3 $T_4 = T_3 - \frac{Q}{S} \cdot \frac{s_3}{\lambda_3}$ $T_4 = 15,80 - 14 \cdot \frac{0,05}{0,04} = 15,80 - 17,50 = -1,75(°C)$

STRATO 4 $T_5 = T_4 - \frac{Q}{S} \cdot \frac{s_4}{\lambda_4}$ $T_5 = -1,75 - 14 \cdot \frac{0,12}{0,81} = -1,75 - 2,07 = -3,82(°C)$

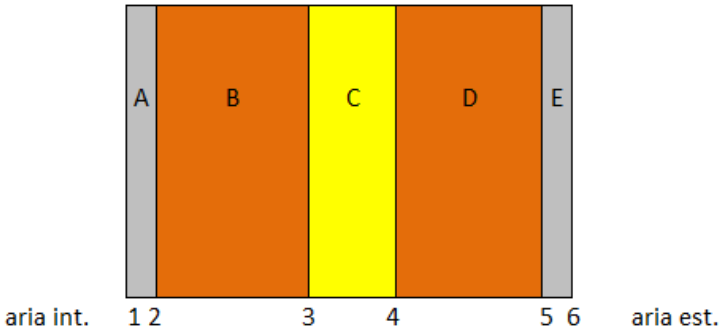
STRATO 5 $T_6 = T_5 - \frac{Q}{S} \cdot \frac{s_5}{\lambda_5}$ $T_6 = -3,82 - 14 \cdot \frac{0,02}{0,69} = -3,82 - 0,40 = -4,22(°C)$

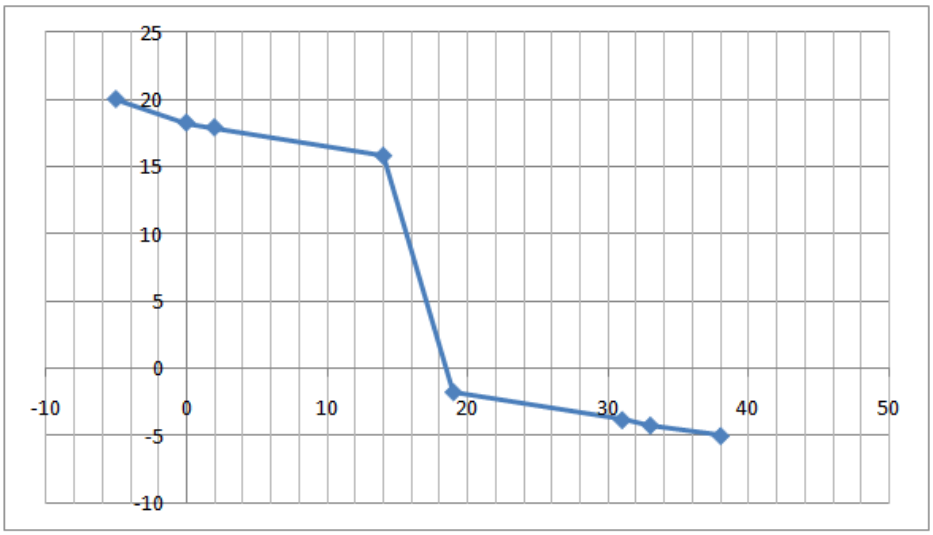
per verifica: $T_7 = T_6 - \frac{Q}{S} \cdot \frac{1}{\alpha_e}$ $T_7 = -4,22 - 14 \cdot \frac{1}{23} = -4,22 - 0,60 = -4,82 \cong 5(°C)$

GRAFICO DELLA TEMPERATURA CON EXCEL

Faccia	Distanza [cm]	Temperatura [°C]
aria	-5	20
1	0	18,25
2	2	17,9
3	14	15,8
4	19	-1,75
5	31	-3,82
6	33	-4,22
aria	38	-5

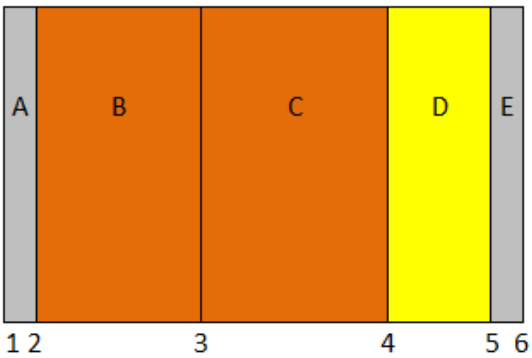
5cm per il grafico





Esercizio 8

Risolvere l'esercizio precedente con l'isolante posto all'esterno (cappotto).



A intonaco interno (ρ=1800 kg/m^3) ⇨ s= 2cm ⇨λ = 0,80 W/mK

B mattoni pieni (ρ=2000 kg/m^3) ⇨ s= 12cm ⇨λ = 0,81 W/mK

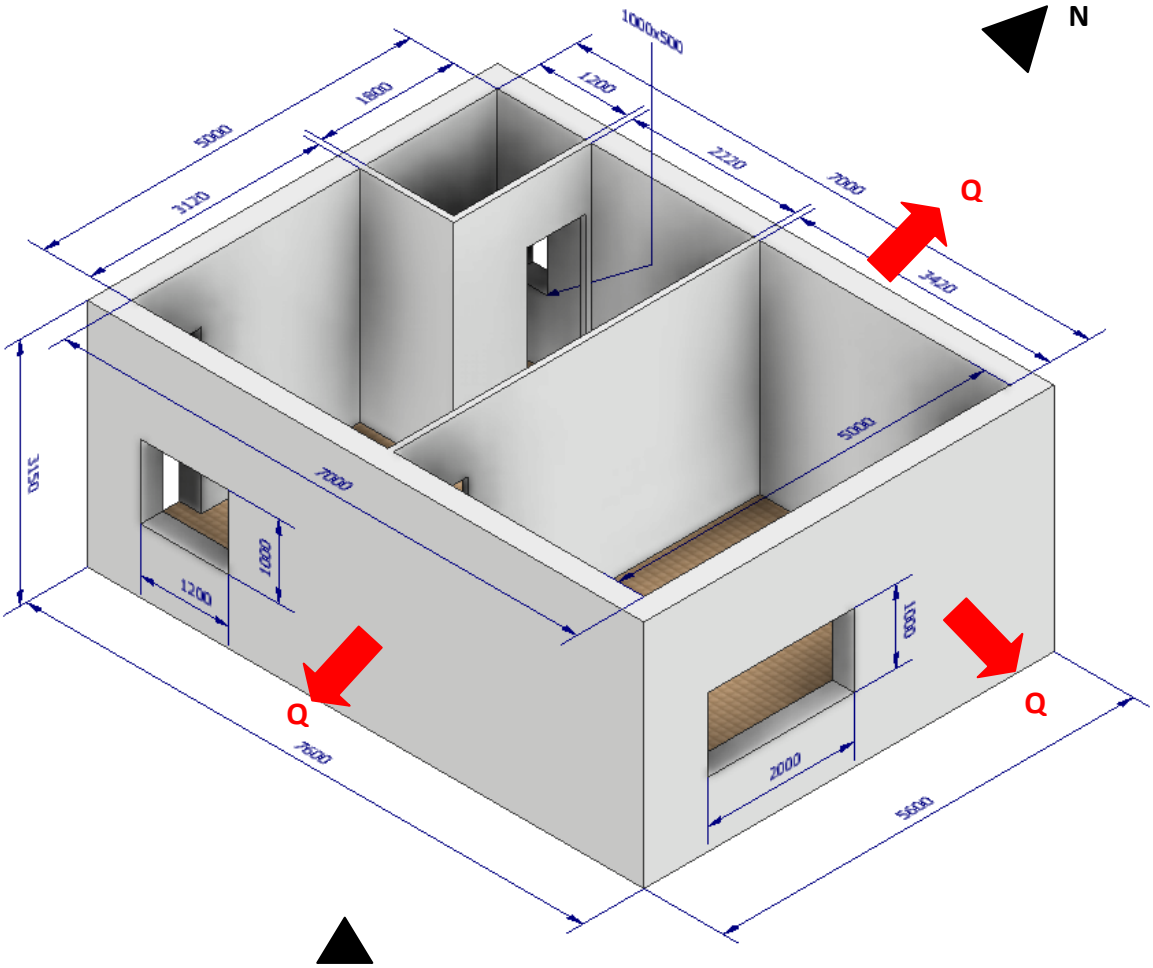
C mattoni pieni (ρ=2000 kg/m^3) ⇨ s= 12cm ⇨λ = 0,81 W/mK

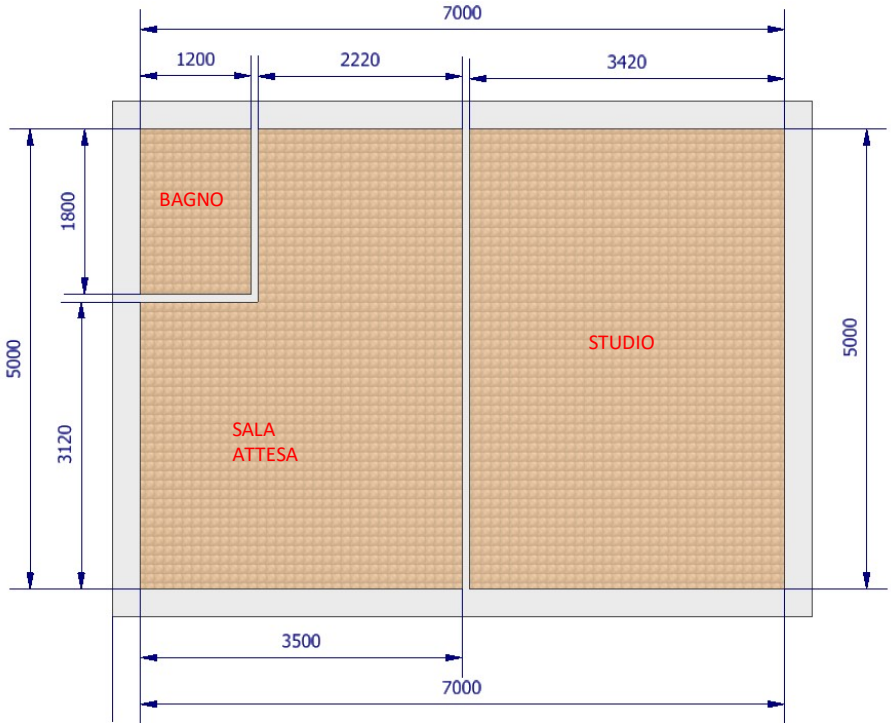
D pannelli lana di vetro (ρ=30 kg/m^3) ⇨ s= 2cm ⇨λ = 0,69 W/mK

E intonaco esterno (ρ=1500 kg/m^3) ⇨ s= 5cm ⇨λ = 0,04 W/mK

CALCOLO DISPERSIONI TERMICHE CON EXCEL

Valutare le dispersioni termiche del seguente studio medico con EXCEL.
Lo studio si trova ad un piano intermedio e la parete OVEST risulta interna all'edificio e non disperde calore.





Pareti perimetrali in poroton:
U = 0,89 W/m2 k

Infissi vecchi in legno:
Uw = 5 W/m2 k

Ponti termici: +20%

Il primo passo consiste nel calcolo delle trasmittanze delle strutture disperdenti.
In questo caso abbiamo le pareti perimetrali e i serramenti.

Per le pareti perimetrali la trasmittanza è già quella complessiva (tiene conto dei coefficienti liminari).
Per i serramenti invece dobbiamo aggiungere le resistenze liminari.

Le dispersioni termiche vanno calcolate separatamente per ogni locale (l'impianto di climatizzazione deve compensare le dispersioni in ogni locale).

	A	B	C	D	E	F	G
1	**Trasmittanze**						
2	U pareti	0,89	w/m2 k				
3	U w	5	w/m2 k	telaio in legno e vetri singolo			
4	Userr	2,71	w/m2 k	= (1/8+1/23+ 1/5)^-1			
5							
6	**Località**	BRESCIA					
7	T interna	20	°C				
8	T est.	-7	°C minima da norma				
9							
10	**Dispersioni BAGNO**						
11	Struttura	Area [m2]	U	Orientam.	Ponti term.	DT	Q [watt]
12	parete N	3,1	0,89	1,2	1,2	27	107,27
13	serram. N	0,5	2,71	1,2	1,2	27	52,76
14						tot.	160,03
15							
16	**Dispersioni SALA ATTESA**						
17	Struttura	Area [m2]	U	Orientam.	Ponti term.	DT	Q [watt]
18	parete N	6,66	0,89	1,2	1,2	27	230,46
19	serram. S	1,2	2,71	1	1,2	27	105,52
20	parete S	9,3	0,89	1	1,2	27	268,17
21						tot.	604,15
22							
23	**Dispersioni STUDIO**						
24	Struttura	Area [m2]	U	Orientam.	Ponti term.	DT	Q [watt]
25	parete N	10,26	0,89	1,2	1,2	27	355,03
26	serram. E	2	2,71	1	1,2	27	175,86
27	parete E	13	0,89	1,15	1,2	27	431,10
28	parete S	10,26	0,89	1	1,2	27	295,86
29						tot.	1257,84
30							
31	Le dispersioni complessive dello studio medico valgono Q					2022,02	W
32							

Fonte https://biblus.acca.it/

Il DLgs 192/2005 (come modificato dal Dlgs 48/2020) definisce:

"Impianto termico: impianto tecnologico fisso destinato ai servizi di climatizzazione invernale o estiva degli ambienti, con o senza produzione di acqua calda sanitaria, o destinato alla sola produzione di acqua calda sanitaria, indipendentemente dal vettore energetico utilizzato, comprendente eventuali sistemi di produzione, distribuzione, accumulo e utilizzazione del calore nonché gli organi di regolazione e controllo, eventualmente combinato con impianti di ventilazione.
on sono considerati impianti termici i sistemi dedicati esclusivamente alla produzione di acqua calda sanitaria al servizio di singole unità immobiliari ad uso residenziale ed assimilate…"

L'impianto termico si compone di 4 sistemi principali:

- sistema di generazione
- sistema di distribuzione
- sistema di emissione
- sistema di regolazione

Il sistema di alimentazione del vettore termico di un edificio è costituito da un fluido termovettore, che può essere acqua o aria; si parlerà quindi di impianto idraulico o impianto aeraulico.

Il DPR 412/93 suddivide il territorio nazionale in "Zone climatiche" in funzione del valore assunto dal parametro **Gradi Giorno GG**:

$$GG = \sum_{j=1}^{n} t_i - t_{eg,j}$$

La sommatoria è estesa a **tutti i giorni dell'anno** in cui $t_{eg,j}$ < 12 °C

t_i : temperatura di riferimento per gli interni riscaldati = 20° C

$t_{eg,j}$: temperatura media giornaliera esterna.

Allegato A DPR 412/93:

Zona climatica	GG
Zona A:	GG < 600
Zona B:	600 < GG < 900
Zona C:	900 < GG < 1400
Zona D:	1400 < GG < 2100
Zona E:	2100 < GG < 3000
Zona F:	GG > 3000

Le zone climatiche servono a stabilire **il periodo annuo di esercizio degli impianti** (stagione di riscaldamento) e la **temperatura esterna di progetto**.

DPR 412/93

Zona climatica	Stagione di riscaldamento
Zona A:	1° Dicembre - 15 Marzo
Zona B:	1° Dicembre - 31 Marzo
Zona C:	15 Novembre - 31 Marzo
Zona D:	1° Novembre - 15 Aprile
Zona E:	15 Ottobre - 15 Aprile
Zona F:	200 gg. dal 15 Ottobre

PROCESSO DI DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO TERMICO

La determinazione del fabbisogno termico dell'edificio (energia termica necessaria a mantenere le condizioni interne di progetto durante l'intera stagione di riscaldamento) prevede la determinazione dei suoi scambi di energia con l'ambiente:

- Dispersioni termiche tra ambiente interno ed esterno attraverso pareti opache e trasparenti
- Dispersioni termiche tra ambiente interno ed esterno attraverso i ponti termici
- Dispersioni termiche tra ambiente interno ed ambienti interni a diversa temperatura (non riscaldati)
- Dispersioni termiche verso il terreno
- Dispersioni termiche per ventilazione
- Scambi termici dovuti alle infiltrazioni d'aria attraverso l'involucro (finestre, cassonetti, etc.) e al rinnovo dell'aria (ventilazione)
- Apporti termici gratuiti sensibili e latenti dovuti a persone, impianti di illuminazione, apparecchiature
- Apporti gratuiti solari dovuti alle radiazioni entranti attraverso le superfici vetrate

TEMPERATURA INTERNA IN REGIME INVERNALE

- 20° C (abitazioni, attività comm. e ricreative, sportive, scuole, uffici)
- 18° C (attività artigianali e industriali) (DPR 412/93)

Le dispersioni termiche tra ambiente interno ed esterno attraverso pareti opache e trasparenti costituiscono la quota maggiore di energia dispersa da un ambiente. Si calcolano con la solita formula

Q = U A (Ti – Te) [W]

DISPERSIONI TERMICHE TRA AMBIENTE INTERNO ED AMBIENTI INTERNI (NON RISCALDATI)

Si adottano le **stesse formule** usate per **pareti opache e trasparenti** sostituendo alla t_e il valore della **temperatura del locale non riscaldato** determinabile come segue:

Metodo dettagliato complesso secondo la norma **EN13789**

Metodo semplificato di facile applicazione pratica secondo la tabella della **UNI 7357/74**

In alternativa:

Metodo semplificato applicabile moltiplicando la trasmittanza per un **coefficiente b <1**

Tipo di locale non riscaldato	**b**
Ambiente non riscaldato confinante con una parete esterna	0,4
Ambiente non riscaldato confinante con due pareti esterne senza serramenti esterni	0,5
Ambiente non riscaldato confinante con due pareti esterne senza serramenti esterni	0,6
Ambiente non riscaldato seminterrato senza serramenti esterni	0,5
Ambiente non riscaldato seminterrato con serramenti esterni	0,8
Ambiente non riscaldato confinante con tre pareti esterne senza serramenti esterni	0,8

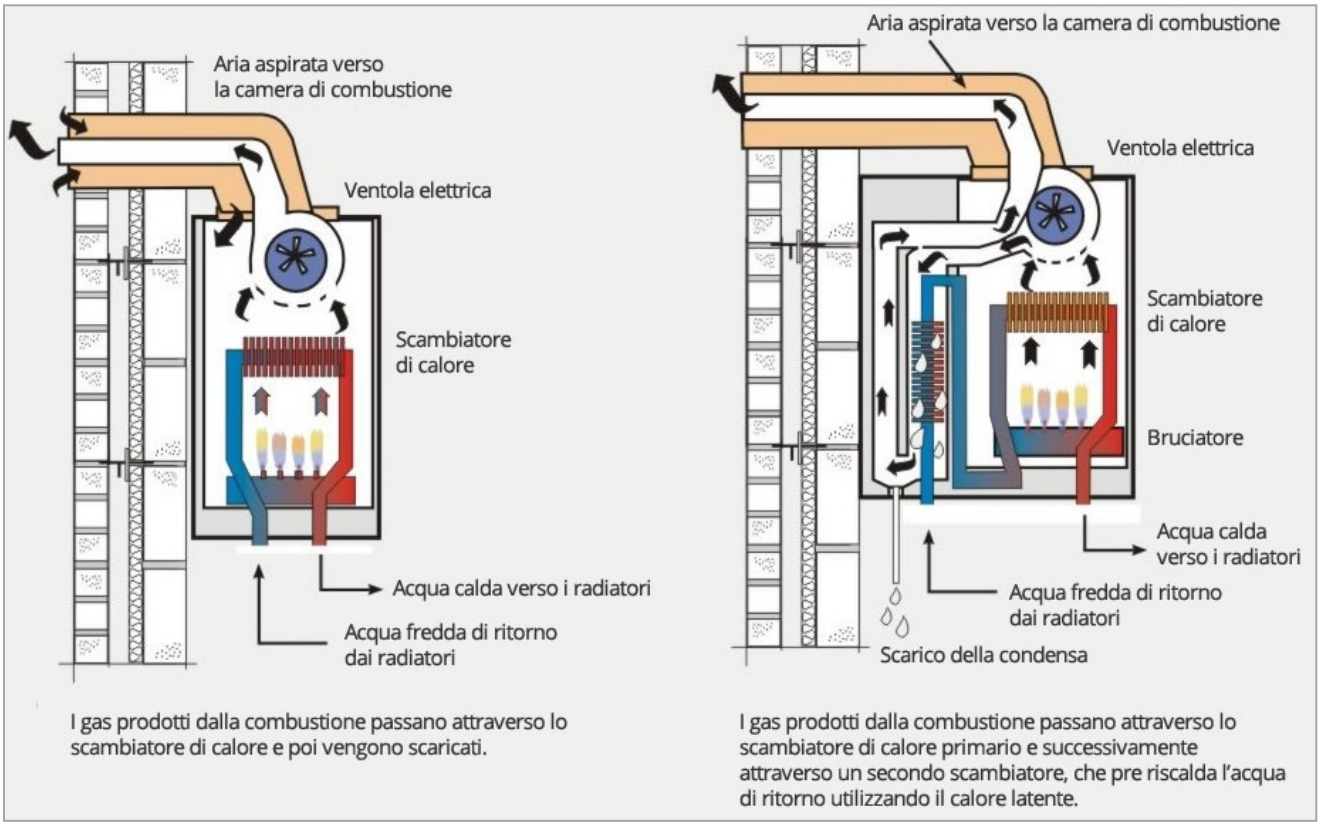
IMPIANTI DI RISCALDAMENTO AD ACQUA

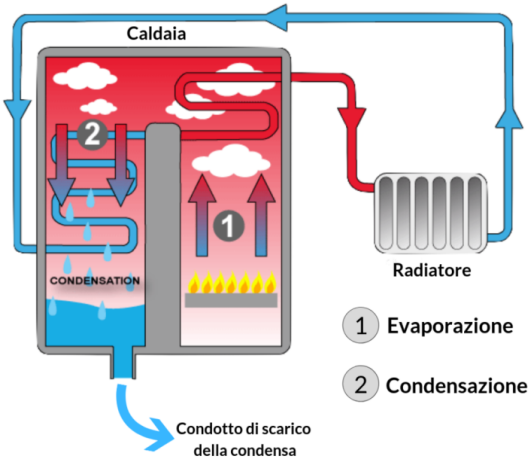
Gli impianti di riscaldamento assolvono il compito di scaldare gli ambienti confinati e sono suddivisi in tre sottocategorie.

1 IMPIANTI CON CALDAIE AUTONOME

In origine le caldaie venivano installate in ambienti interni e solo successivamente esternamente all'abitazione.
Con la nuova Direttiva ErP (Energy related Products) del 26 settembre 2015, le caldaie a camera stagna o aperta sono state dichiarate non a norma e sono state sostituite da moderne caldaie a condensazione.

L'installazione ex-novo di impianti termici di vecchia concezione è ammessa soltanto all'interno di contesti condominiali che hanno una Canna fumaria Collettiva (CC) o a Canna Collettiva Ramificata (CCR).
Le nuove caldaie a condensazione si adattano ad ogni tipo di impianto esistente, a pavimento, a soffitto oppure con radiatori, ma è sempre preferibile dotarli di condotti fumari indipendenti.

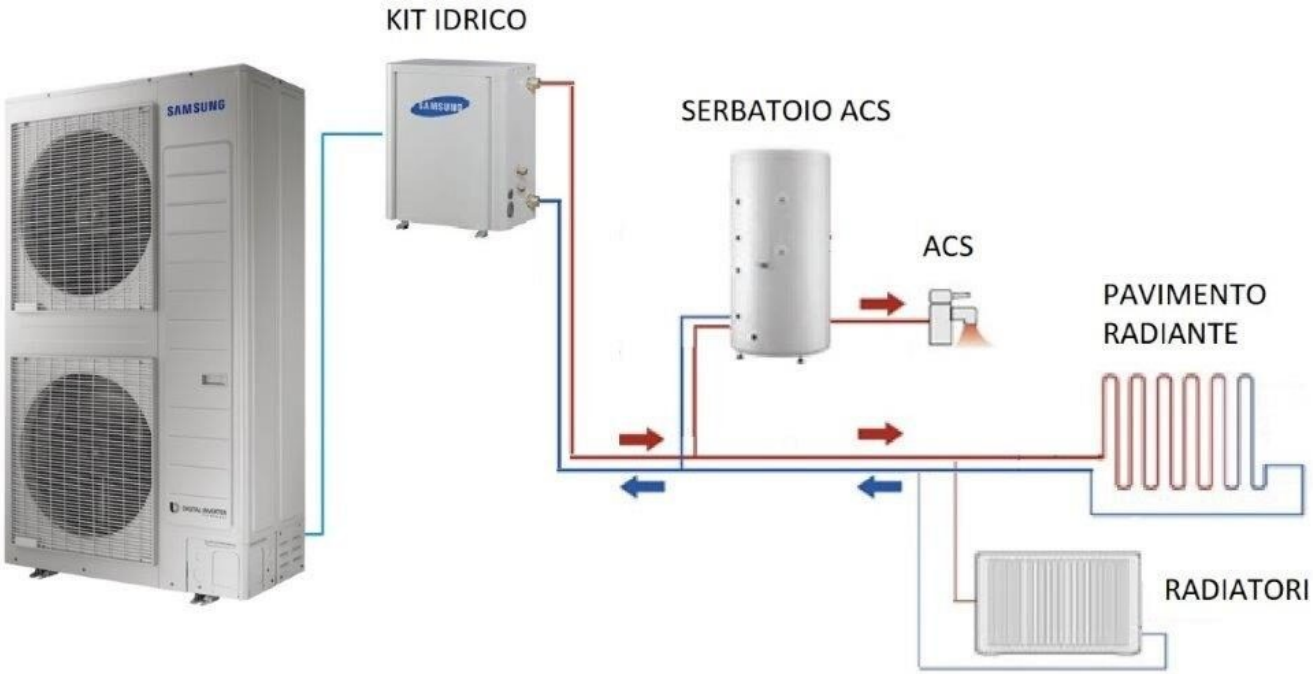


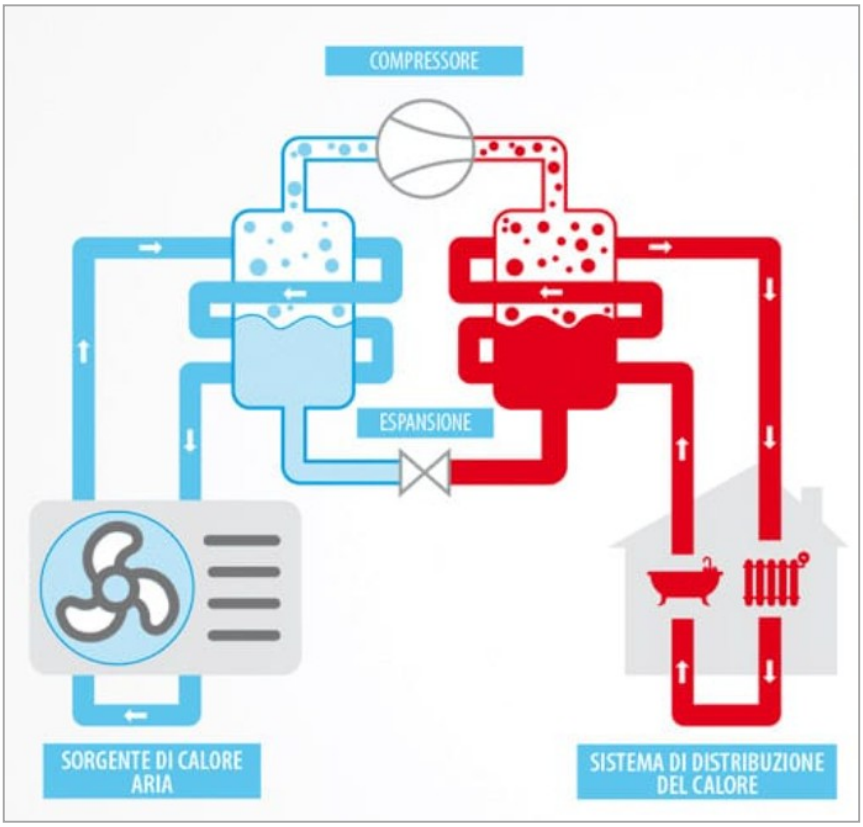


2 IMPIANTI IDRONICI A POMPE DI CALORE

Sono macchine frigorifere che utilizzano particolari fluidi frigoriferi per produrre acqua calda o fredda destinata agli impianti di climatizzazione. Il fluido frigorifero itilizzato dalla macchina è completamente separato dall'acqua che circola negli impianti.

Quelle più comuni funzionano ad elettricità e sono in grado di cedere agli ambienti il calore necessario derivante dall'ambiente esterno, maggiorato dal lavoro meccanico del compressore presente nella macchina.

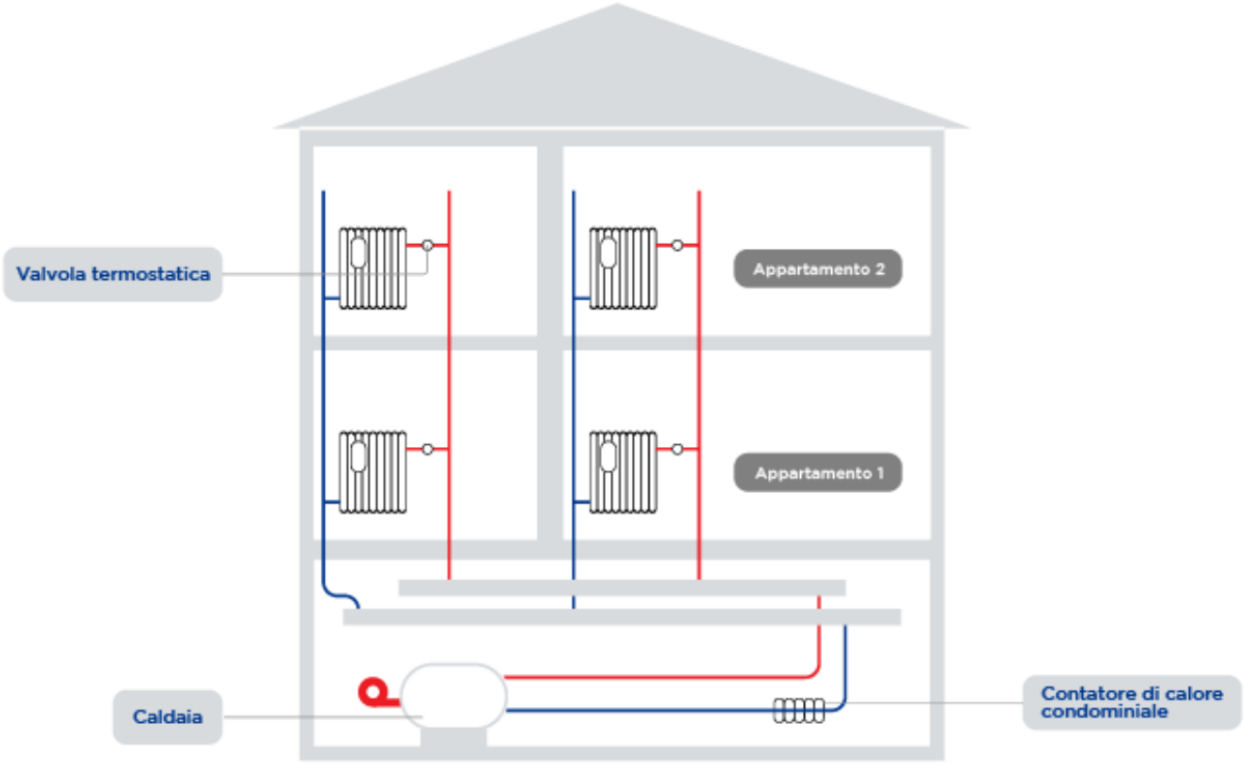




3 IMPIANTI CENTRALIZZATI

Sono caratterizzati dalla presenza di un'unica centrale termica al servizio di più unità abitative. In questi casi la potenza del generatore di calore è sempre superiore ai 35 Kw e, pertanto, è prevista la realizzazione di un apposito locale dedicato all'alloggiamento della centrale termica e di una rete di distribuzione articolata in grado di raggiungere le singole unità.

Questa soluzione è attualmente molto utilizzata nei complessi condominiali, in quanto permette un maggior risparmio energetico rispetto alle caldaie autonome: l'impianto è caratterizzato, infatti, da una maggior efficienza, con ampia possibilità di gestione personalizzata della temperatura interna ai singoli locali. Per la contabilizzazione dei consumi di ogni abitazione, a valle del contatore generale sono dislocati dei sottocontatori che registrano i consumi di ogni appartamento.



RADIATORI a convezione naturale	 Scaldano l'ambiente grazie al fluido scaldante che, proveniente dalla caldaia, cede calore all'ambiente attraverso le pareti dei radiatori stessi. La temperatura normale di esercizio prevede l'ingresso dell'acqua (dall'alto) a 60-80°C e una differenza in uscita di 10°C. Lo scambio di calore avviene in piccola parte per irraggiamento (30%) ed in quantità consistente per convezione (70%). Quelli in alluminio hanno un costo contenuto, sono leggeri e caratterizzati da una bassissima inerzia termica.
PIASTRE RADIANTI a convezione naturale	 Sono piastre saldate tra loro al cui interno si trova il fluido termo vettore. Lo scambio di calore avviene in piccola parte per convezione ed in quantità consistente per irraggiamento. Funziona temperature più basse rispetto ai termosifoni ottenendo un risparmio energetico e una diffusione omogenea della temperatura nella stanza
TERMOCONVETTORI a convezione naturale	 E' una specie di termosifone in cui la superficie riscaldante è molto più ampia (tubi dotati di alette). L'aria calda, per convezione sale verso l'alto. L'aria fredda scende verso il basso e viene aspirata dalla parte bassa. Sono utilizzati prevalentemente per il riscaldamento di palestre, auditori, fabbriche, ecc. Se il flusso viene creato da un ventilatore interno prendono il nome di aerotermi.

RADIATORI A BATTISCOPA a convezione naturale	 I l sistema radiante (di dimensioni di circa 15 centimetri in altezza per 3 in larghezza) è posizionato lungo il perimetro delle stanze (in particolare lungo le pareti esterne) in sostituzione ai normali battiscopa. Il calore passa dal sistema e si distribuisce sulle pareti con duplice effetto: riscalda le superfici interne dei muri che a loro volta irradiano calore all'interno della stanza e tengono asciutti i muri dall'eventuale possibile presenza di umidità.
VENTILCONVETTORI "FANCOIL" a convezione forzata	 Il funzionamento è simile a quello di un termoconvettore. L'aria viene filtrata e spinta verso lo scambiatore di calore da un ventilatore pertanto hanno bisogno di alimentazione elettrica. Se collegato con un refrigeratore può essere usato come condizionatore. In questo caso l'aria viene raffrescata e deumidificata. Ciò li differenzia dai termocnvettori.
PANNELLI RADIANTI a scambio termico radiativo	 La posa in opera delle tubazioni con interassi molto ravvicinati e lo scorrimento dell'acqua a una temperatura compresa fra i 25 e i 40°C, permettono di riscaldare l'ambiente per irraggiamento (in piccola parte per convezione), mantenendo temperature del pavimento molto basse. Hanno inerzia molto elevata e generalmente si impiegano in ambienti con superfici molto ampie.

PANNELLI RADIANTI a scambio termico radiativo	 Simile a quello a pavimento ma meno invasivo. Non adatto per altezza soffitti oltre i 3,5 m circa.
PANNELLI RADIANTI a scambio termico radiativo	 Simile a quello a pavimento ma meno invasivo. Meno adatti dei precedenti in caso di superfici calpestabili molto ampie (chiese, musei ecc..).

SISTEMI DI DISTRIBUZIONE DELL'ACQUANEGLI IMPIANTI TERMICI

La rete di distribuzione dell'acqua è costituita da tubazioni che partono dal generatore e giungono ai terminali di emissione, quali radiatori, fan-coil, pannelli radianti, piastre radianti, ecc.

Nel caso di impianto aeraulico, invece, l'aria si propaga per mezzo di canali installati a soffitto e giunge negli ambienti attraverso bocchette e/o diffusori.

Esaminiamo le varie configurazioni di distribuzione dell'acqua, dal generatore ai corpi scaldanti, in regime di circolazione forzata (ossia il fluido viene movimentato all'interno delle tubazioni da una pompa di circolazione azionata elettricamente).

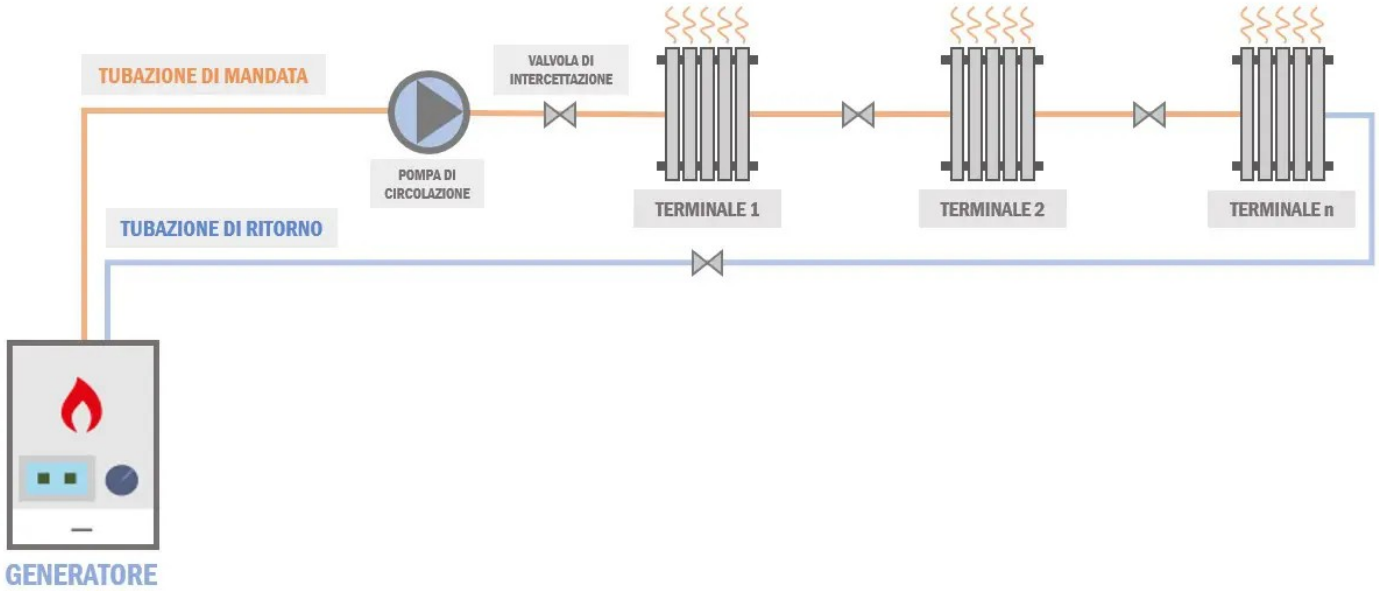
A seconda della configurazione delle tubazioni, esistono diverse soluzioni:

- distribuzione mediante circuito monotubo;
- distribuzione mediante circuito bitubo a ritorno diretto (può essere con o senza collettori complanari);
- distribuzione dell'acqua ai corpi scaldanti mediante circuito bitubo a ritorno inverso.

SISTEMA DI DISTRIBUZIONE MEDIANTE CIRCUITO MONOTUBO

Lo schema di distribuzione dell'acqua con circuito monotubo prevede un'unica tubazione che attraversa i corpi scaldanti presenti e ritorna infine al generatore.

I corpi scaldanti sono disposti e alimentati in serie: l'acqua di uscita dal primo corpo scaldante diventa di mandata per il secondo, l'acqua di ritorno dal secondo corpo scaldante diventa di mandata per il terzo e così via.



In tal modo, tuttavia, la temperatura dell'acqua che va ad alimentare i vari corpi scaldanti diminuisce progressivamente.

L'acqua calda, in corrispondenza del singolo corpo scaldante, cede calore al locale e si raffredda; la temperatura pertanto sarà elevata per i primi terminali, troppo bassa per gli ultimi, al punto tale da non riuscire più a compensare il carico termico del locale e garantire il benessere termico degli occupanti.

Inoltre, funzionando il circuito in serie, un eventuale guasto in qualsiasi punto della rete rende inutilizzabile tutto il sistema.

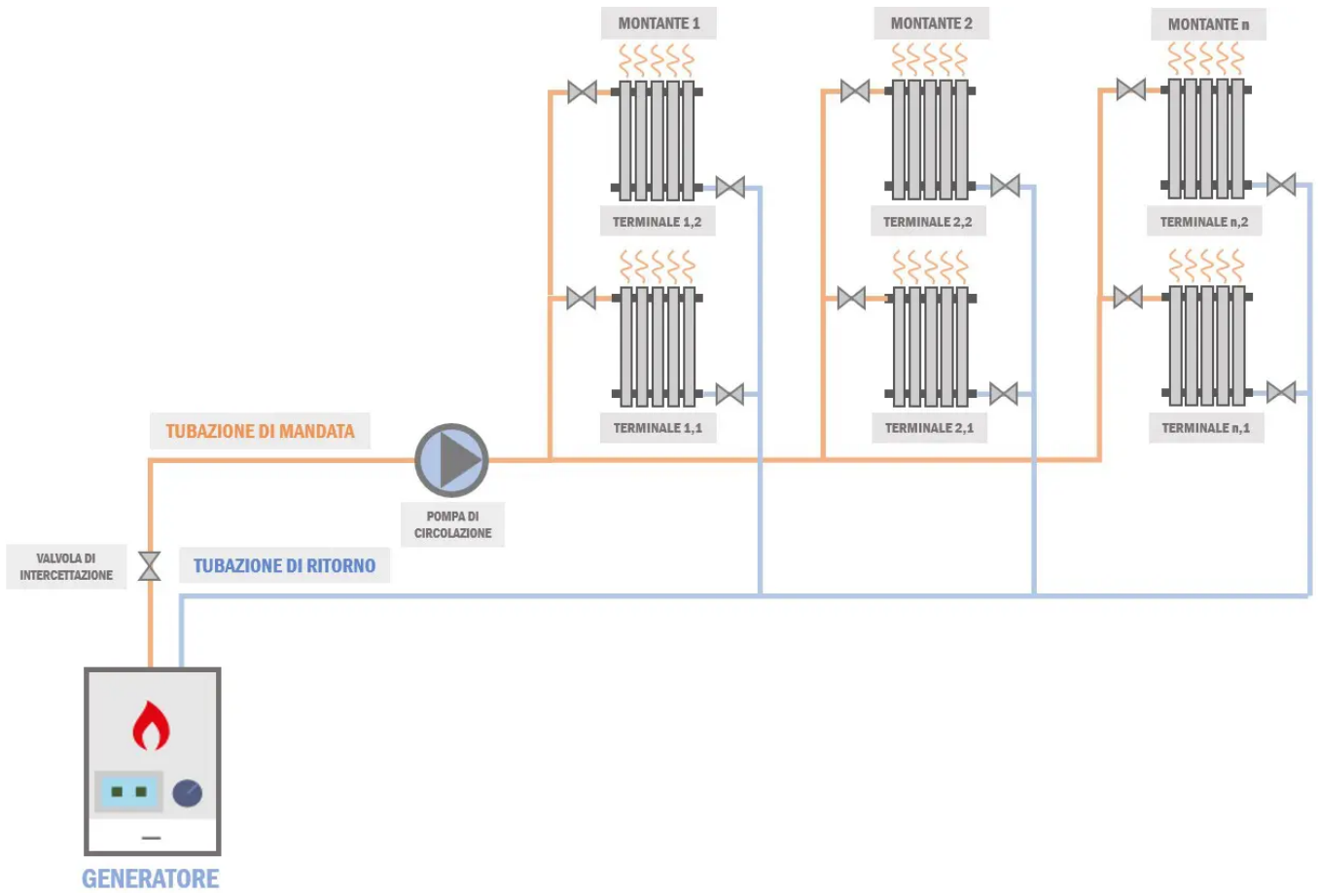
Per ovvie ragioni, questa configurazione non è più utilizzata.

SISTEMA DI DISTRIBUZIONE MEDIANTE CIRCUITO BITUBO A RITORNO DIRETTO

Lo schema di distribuzione dell'acqua con circuito bitubo a ritorno diretto prevede terminali disposti in parallelo e due tubazioni, una per la mandata ed una per il ritorno.

La tubazione di mandata, partendo dal generatore, presenta tante diramazioni quante sono le montanti verso i corpi scaldanti e l'acqua di ritorno dal singolo corpo scaldante confluisce direttamente nella tubazione principale di ritorno al generatore.

Si sottolinea che in questo caso la connessione è prevalentemente in parallelo e, a differenza della situazione precedente, il ritorno di un corpo scaldante non diventa mandata per quello successivo.



Questa soluzione è impiegata particolarmente per impianti centralizzati, in cui il generatore è posto al piano terra o seminterrato, così come l'annessa rete principale di tubazioni di mandata e di ritorno.

Da questa si diramano le montanti verticali che attraversano verticalmente l'edificio ed alimentano i corpi scaldanti dei vari piani (appartamenti).

In questa configurazione, l'impianto risulta poco sezionabile: non è semplice disattivare il riscaldamento per il singolo appartamento, o meglio per la singola sezione di appartamento, perché in tal caso la fornitura viene interrotta a tutti gli appartamenti serviti dalla stessa montante.

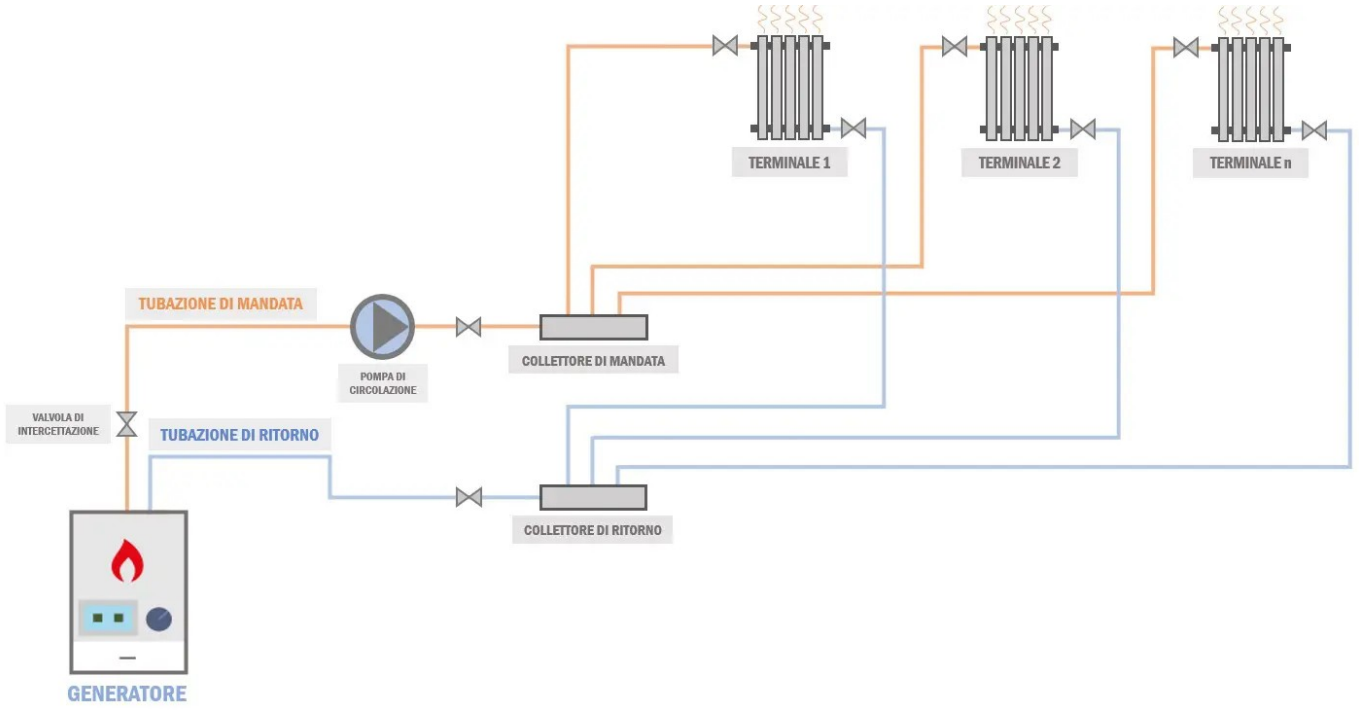
SISTEMA DI DISTRIBUZIONE MEDIANTE COLLETTORI COMPLANARI

Lo schema di distribuzione dell'acqua con circuito bitubo a ritorno diretto con collettori complanari prevede terminali disposti in parallelo come nel caso precedente, con la peculiarità di centraline di distribuzione delle tubazioni che prendono il nome di collettori complanari.

Le tubazioni di mandata e di ritorno principali giungono dal generatore fino al ai collettori complanari.

Da ogni collettore poi si diramano tante tubazioni di mandata e di ritorno quanti sono i singoli corpi scaldanti da servire.

Qualora si preveda di installare più collettori complanari, è buona norma disporli in posizione pressoché baricentrica rispetto ai terminali da servire, così da eguagliare le distanze dei vari circuiti, dal generatore al singolo corpo scaldante, e di conseguenza le perdite di carico.



Questa tipologia di circuito, usata comunemente, può essere adottata sia per impianti autonomi che centralizzati.

Al riguardo, nel caso di impianto autonomo, abitazione singola, il numero di collettori da predisporre sarà funzione della superficie calpestabile: al di sopra dei 100 m² è preferibile installare almeno due collettori (per esempio uno al servizio della zona giorno, l'altro della zona notte).

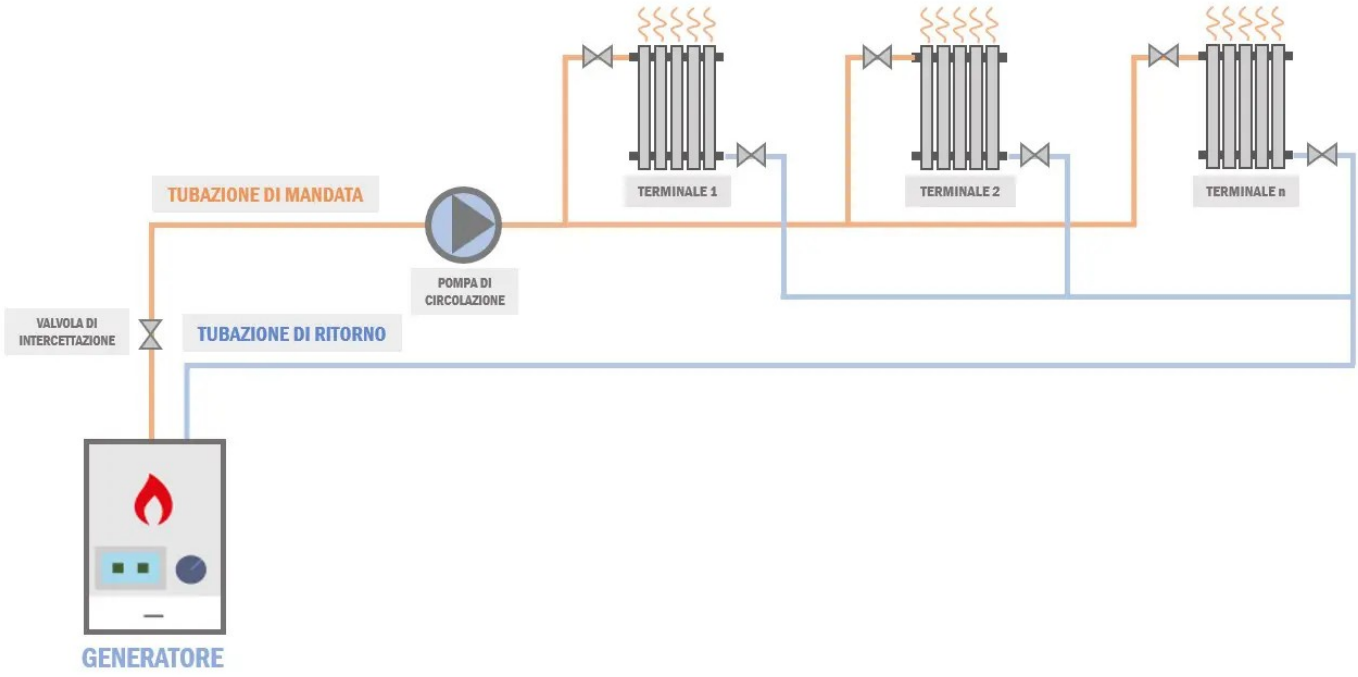
Per impianti centralizzati, invece, è previsto un collettore al servizio di ciascun appartamento; in tal caso, il sistema risulta più sezionabile rispetto alla situazione senza collettori complanari ed è possibile interrompere il riscaldamento alla singola unità abitativa chiudendo le valvole di intercettazione del rispettivo collettore.

Le tubazioni vanno solitamente posizionate sotto pavimento e devono pertanto essere coibentate al fine di mantenere stabile la temperatura del fluido all'interno.

SISTEMA DI DISTRIBUZIONE MEDIANTE CIRCUITO BITUBO A RITORNO INVERSO

Il circuito bitubo a ritorno inverso è molto simile a quello a ritorno diretto senza collettori complanari, con la differenza che in questa configurazione sono presenti due tubazioni di ritorno.

Le tubazioni di ritorno dei singoli corpi scaldanti non si innestano direttamente in quella principale, bensì in una tubazione di ritorno secondaria che infine confluisce all'interno della principale.



La dicitura "a ritorno inverso" deriva proprio dal principio di funzionamento del sistema, l'acqua di ritorno dai singoli corpi scaldanti non viene inviata direttamente al generatore, ma è prima convogliata nella tubazione di ritorno intermedia.

Il vantaggio della soluzione consiste nel fatto che tutti i circuiti sono pressappoco bilanciati, le perdite di carico dei vari tratti che vanno dal generatore al singolo corpo scaldante si eguagliano, in quanto, considerando le lunghezze dei singoli rami di mandata e ritorno, tutti i terminali presentano all'incirca la stessa distanza dal generatore.

Nonostante il circuito non presenti particolari problemi di bilanciamento idrico, questa soluzione è usata raramente, soltanto per grandi impianti, in quanto costosa ed ingombrante.

BILANCIAMENTO IDRICO DEI CIRCUITI

Un circuito idrico risulta bilanciato quando a tutti i corpi scaldanti giunge la stessa portata di acqua, quindi le perdite di carico del tratto “più favorito”, ossia il tratto che va dal generatore al terminale più vicino, eguagliano quelle del tratto “più sfavorito”, dal generatore al terminale più lontano.

Le perdite di carico dipendono da molteplici fattori, quali:

- la lunghezza del tratto di tubazione;
- il materiale, quindi la rugosità;
- la scabrezza;
- la presenza di raccordi, gomiti, pezzi speciali, ecc.

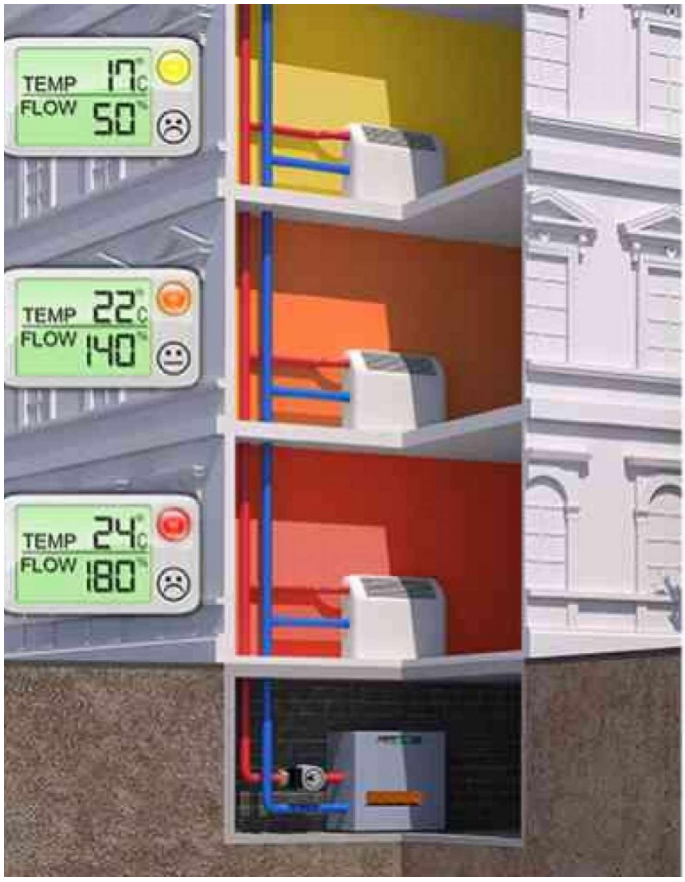
In generale, eguagliando le lunghezze dei rami di tubazione che vanno dal generatore ai singoli corpi scaldanti, il circuito risulta più o meno bilanciato.

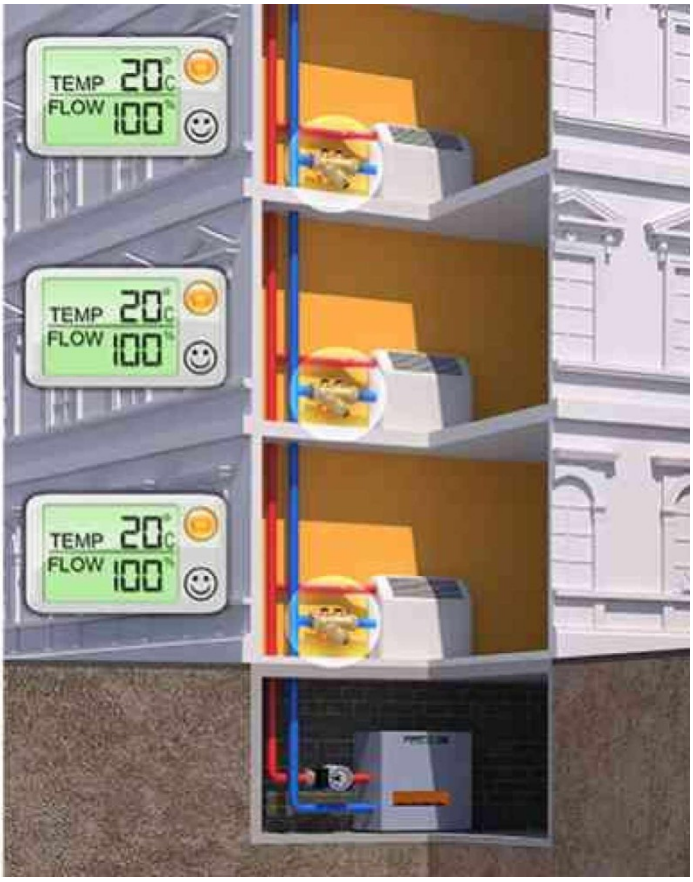
Riguardo le soluzioni esaminate, nonostante ormai in disuso, la configurazione con circuito monotubo è bilanciata poiché ai singoli corpi scaldanti arriva sempre la stessa portata di acqua, indipendentemente dalla distanza rispetto al generatore.

Il sistema di distribuzione con circuito bitubo a ritorno diretto presenta, invece, problemi di bilanciamento: infatti, nel caso in cui siano previsti molti corpi scaldanti, le perdite di carico del circuito sfavorito supereranno di gran lunga quelle del circuito favorito e la portata di acqua che andrà ad alimentare i terminali più lontani diminuirà progressivamente.

Per quanto riguarda il circuito con collettori complanari, potrebbe risultare bilanciato, in linea di massima, purché i collettori siano collocati in posizione baricentrica rispetto al generatore e ai singoli corpi scaldanti.

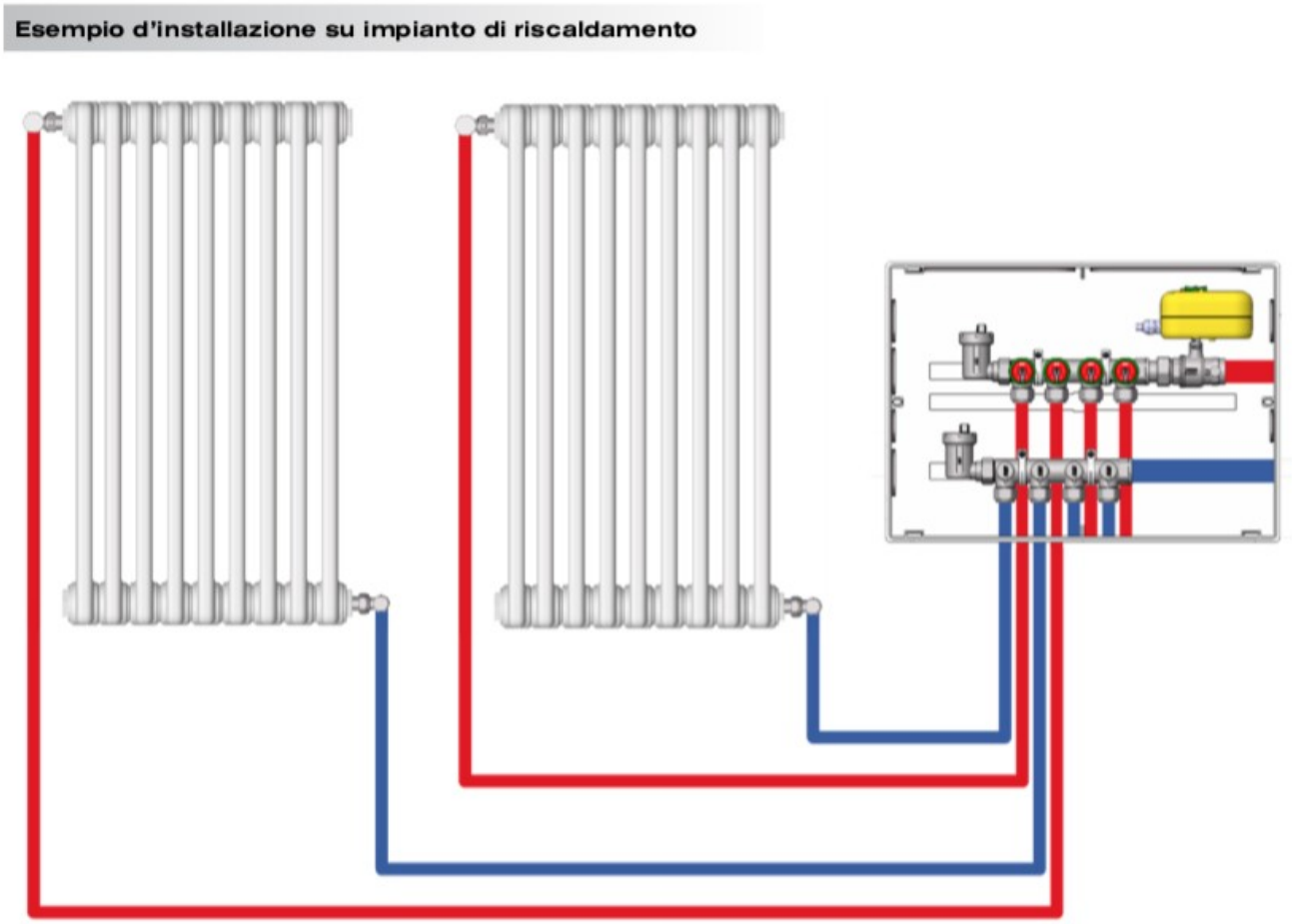
Infine, il sistema a ritorno inverso è piuttosto bilanciato, in quanto i singoli terminali detengono la stessa distanza rispetto al generatore, considerando complessivamente le lunghezze dei tratti di mandata e ritorno.





IMPIANTI DI RISCALDAMENTO A TERMOSIFONI

Sono ancora fra gli impianti di riscalsamento ad acqia più diffusi.



ASPETTI TECNICI

- Il rendimento di emissione in riscaldamento varia da 0.89 (radiatore con temperatura di mandata di 85°C su parete esterna non isolata) a 0.98 (radiatore con temperatura di mandata inferiore a 55°C su parete esterna isolata) (Fonte: UNI/TS11300-2:2014).

Criticità

- La temperatura di mandata è superiore ad altre tecnologie; questo parametro è fortemente influenzato dalle caratteristiche dell'involucro dell'edificio; per edifici con elevati fabbisogni termici la temperatura di mandata dei radiatori è di circa 80°C.
- Un'elevata temperatura di mandata implica inoltre maggiori dispersioni di calore nella distribuzione del fluido termovettore dal generatore (che può essere nell'ambiente da climatizzare – in questo caso le dispersioni sono contenute oppure lontano, come ad esempio in centrale termica – in questo caso le dispersioni possono essere notevoli specialmente in impianti datati).
- Elevati livelli di comfort termico sono difficili da raggiungere specialmente in edifici poco coibentati.
- La temperatura all'interno degli ambienti non è uniforme.
- La possibilità di arredare l'ambiente è vincolata dalla disposizione degli elementi scaldanti.
- Bassa inerzia: a seguito dello spegnimento il calo della temperatura nell'ambiente è rapido
- Una sbagliata collocazione (ad esempio dietro ad una porta che rimane sempre aperta) può ridurre la potenza emessa e creare disuniformità all'interno degli ambienti
- Funzionano solo per il riscaldamento
- Se in essere abbinati a generatori di calore efficienti come le pompe di calore e le caldaie a condensazione, i COP (per le pompe di calore) possono essere molto bassi, similmente ai rendimenti di generazione per le caldaie a condensazione.

Vantaggi

- Semplicità di installazione, costo contenuto
- Bassa inerzia: a seguito dell'accensione l'aumento della temperatura è rapido

ASPETTI LEGATI ALL'UTILIZZO

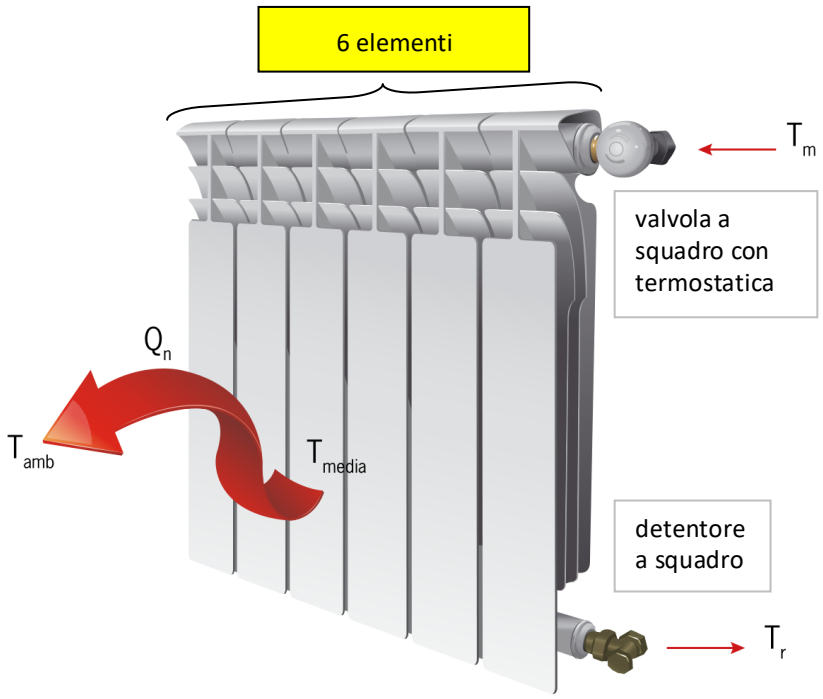
Criticità

- La maggior parte degli impianti negli edifici multipiano è costituita da un sistema centralizzato per la produzione di acqua calda e di fasce orarie non modificabili per l'accensione/spegnimento dei corpi scaldanti, senza possibilità di impostazione controllata e di regolazione della temperatura negli ambienti.
- Se coperti da copriradiatore possono essere difficili da raggiungere per regolazione e pulizia.
- La pulizia è difficile soprattutto per i radiatori vecchi: in questi polvere e sporcizia possono accumularsi negli anni.
- Possono crearsi zone della casa nelle quali non si può stazionare perché la temperatura risulta troppo alta (se vicini al corpo scaldante) oppure troppo bassa (se lontani dal corpo scaldante).

Vantaggi

- Sono spesso utilizzati per far asciugare indumenti bagnati nei bagni.

DIMENSIONAMENTO DI UN RADIATORE



GRANDEZZE CARATTERISTICHE

Tm = temperatura mandata °C
Tr= temperatura ritorno °C
Tmedia radiatore= (Tm+Tr)/2 °C

Salto medio radiatore :
ΔTm = Tmedia - Ta °C

Ta= 20°C (dell'ambiente riscaldato)

Con caldaia tradizionale
Tm= 80 °C e Tr=60 °C
Tmedia = 70 °C → ΔTm = 50 °C

Con caldaia a condensazione
Tm= 55 °C e T3=45 °C
Tmedia=50°C → ΔTm = 30 °C

SCHEDA CATALOGO DEL FORNITORE

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
CALIDOR80 B2 500/80	77	556	500	80	G1	0,24	**100,2**	51,8	1,2935	0,6358
CALIDOR80 B2 600/80	77	658	600	80	G1	0,28	**114,9**	59,8	1,2774	0,7765
CALIDOR80 B2 700/80	77	757	700	80	G1	0,39	**132,7**	68,7	1,2878	0,8608
CALIDOR80 B2 800/80	77	858	800	80	G1	0,42	**147,1**	75,6	1,3031	0,8984

Esempio locale che necessita di 1000 w di potenza termica.

Caldaia tradizionale con ΔT= 50 °C
MODELLO CALIDOR 500/80 → Qn = 100,2 watt/elem. → n. elementi = 1000 / 100,2= 10

Caldaia a condensazione ΔT= 30 °C
MODELLO CALIDOR 500/80 → Qn = 51,8 watt/elem. → n. elementi = 1000 / 51,8= 20

Come si calcola numero elementi con salto medio non STANDARD?

Caldaia a condensazione con ΔT= 25 °C (Tm=50 e Tr=40)
Se il ΔTmedio con cui si fa lavorare la caldaia non è presente nella tabella si deve usare l'equazione caratteristica del modello di radiatore scelto:

Qn = Km ΔT^n con Km e n forniti dal costruttore (NB. Con DT=30 ottengo 51,8!)
Qn = 0,6358 * 25^1,2935 = 40,88 w → n. elementi = 1000 / 40,88= 25

Modello	Dimensioni in mm				ø attacchi	Peso a vuoto Kg circa	Contenuto acqua in litri	Potenza termica EN 442				Esponente n.	Coefficiente Km
	A altezza totale	B lunghezza	C profondità	D interasse				**ΔT 50°C**		ΔT 60°C			
								Watt	***Kcal/h**	Watt	*Kcal/h		
EKOS PLUS 2000	2070	50	95	2000	1"	3,34	0,65	**196**	**169**	250	215	1,33285	1,06514
EKOS PLUS 1800	1870	50	95	1800	1"	3,05	0,59	**178**	**154**	227	196	1,33883	0,94330
EKOS PLUS 1600	1670	50	95	1600	1"	2,76	0,53	**160**	**138**	204	176	1,34480	0,82963
EKOS PLUS 1400	1470	50	95	1400	1"	2,46	0,49	**143**	**123**	182	157	1,32938	0,78649
EKOS PLUS 1200	1270	50	95	1200	1"	2,16	0,44	**126**	**109**	160	138	1,31396	0,73725
EKOS PLUS 1000	1070	50	95	1000	1"	1,88	0,36	**109**	**94**	138	119	1,28835	0,70844
EKOS PLUS 900	970	50	95	900	1"	1,73	0,31	**101**	**87**	128	110	1,27555	0,68929
EKOS 800/95	868	50	95	800	1"	1,77	0,68	**87**	**75**	110	95	1,29916	0,53732
EKOS 700/95	768	50	95	700	1"	1,49	0,63	**78**	**67**	98	85	1,29022	0,49989
EKOS 600/95	668	50	95	600	1"	1,36	0,58	**69**	**60**	87	75	1,28127	0,46027
EKOS 500/95	568	50	95	500	1"	1,11	0,50	**61**	**53**	76	66	1,26879	0,42369
EKOS 800/130	883	50	130	800	1"	1,92	0,66	**108**	**93**	137	118	1,29675	0,67867
EKOS 600/130	683	50	130	600	1"	1,56	0,54	**87**	**75**	110	95	1,27355	0,59635

* 1 Watt = 0,863 Kcal/h

La potenza termica dei radiatori GLOBAL è quella risultante dalle prove effettuate dal Dipartimento di Energetica presso la Facoltà di Ingegneria del Politecnico di Milano secondo la Norma EN 442.

Esempio di calcolo per ΔT diverso da 50° C

Per calcolare la potenza termica (P) di un radiatore per valori di ΔT diversi da 50° C si deve utilizzare l'equazione caratteristica: $P=Km \cdot \Delta T^{n}$

EKOS PLUS
Ad esempio per il modello 1600 a ΔT= 60° C
$P= 0,82963 \cdot 60^{1,34480} = 204$ Watt

EKOS
Ad esempio per il modello 600/95 a ΔT= 60° C
$P= 0,46027 \cdot 60^{1,28127} = 87$ Watt

Valori di potenze termiche con ΔT diverso da 50° C

Modello	ΔT 20°C	ΔT 25°C	ΔT 30°C	ΔT 35°C	ΔT 40°C	ΔT 45°C	**ΔT 50°C**	ΔT 55°C	ΔT 60°C
EKOS PLUS 2000	58	78	99	122	145	170	**196**	222	250
EKOS PLUS 1800	52	70	90	110	132	154	**178**	202	227
EKOS PLUS 1600	47	63	80	99	118	139	**160**	182	204
EKOS PLUS 1400	42	57	72	89	106	124	**143**	162	182
EKOS PLUS 1200	38	51	64	79	94	110	**126**	143	160
EKOS PLUS 1000	34	45	57	69	82	96	**109**	124	138
EKOS PLUS 900	31	42	53	64	76	89	**101**	114	128
EKOS 800/95	26	35	45	54	65	76	**87**	98	110
EKOS 700/95	24	32	40	49	58	68	**78**	88	98
EKOS 600/95	21	28	36	44	52	60	**69**	78	87
EKOS 500/95	19	25	32	39	46	53	**61**	68	76
EKOS 800/130	33	44	56	68	81	95	**108**	123	137
EKOS 600/130	27	36	45	55	65	76	**87**	98	110

TERMOARREDI

Si dimensionano come i radiatori classici ma senza calcolare il numero di elementi (singolo blocco). Generalmente vengono installati nei bagni e usati per mantenere caldi asciugamani o accappatoi.

Modelli	Profondità (C) mm	Altezza (B) mm	Interasse (A) mm	Larghezza (D) mm	Contenuto (litri)	Potenza W (ΔT 30)	Potenza W (ΔT 50)	Potenza W (ΔT 70)	Espon. n	Coeff. (Km)
860/400	26	858	400	428	2,4	188	348	521	1,2015	3,1596
860/450	26	858	450	478	2,7	196	370	562	1,2443	2,8430
860/500	26	858	500	528	2,9	211	399	607	1,2468	3,0374
860/550	26	858	550	578	3,2	226	428	651	1,2492	3,2277
860/600	26	858	600	628	3,4	241	457	696	1,2517	3,4143
1160/400	26	1152	400	428	3,4	248	458	687	1,2029	4,1413
1160/450	26	1152	450	478	3,8	265	502	763	1,2479	3,8033
1160/500	26	1152	500	528	4,1	288	544	829	1,2487	4,1156
1160/550	26	1152	550	578	4,5	310	587	894	1,2495	4,4259
1160/600	26	1152	600	628	4,9	333	630	959	1,2502	4,7339
1490/400	26	1488	400	428	4,4	322	595	892	1,2045	5,3470
1490/450	26	1488	450	478	4,8	347	658	1002	1,2520	4,9057
1490/500	26	1488	500	528	5,2	378	717	1092	1,2509	5,3720
1490/550	26	1488	550	578	5,7	410	776	1182	1,2509	5,8423
1490/600	26	1488	600	628	6,1	441	835	1271	1,2486	6,3166
1740/400	26	1740	400	428	5,3	379	707	1065	1,2182	6,0193
1740/450	26	1740	450	478	5,7	413	778	1181	1,2406	6,0741
1740/500	26	1740	500	528	6,3	451	850	1291	1,2408	6,6300
1740/550	26	1740	550	578	6,8	489	922	1400	1,2410	7,1851
1740/600	26	1740	600	628	7,5	527	994	1509	1,2412	7,7391

Elementi complementari ai radiatori

Su ogni **radiatore** vengono montate le **valvole di sfiato** per eliminare possibili sovrappressioni; queste possono essere manuali o automatiche. Quest'ultima è comandata da un galleggiante che si trova ad un determinato livello d'acqua e, quando questa si abbassa per la presenza di aria nel termosifone, dà l'impulso per far uscire automaticamente l'aria dal condotto.

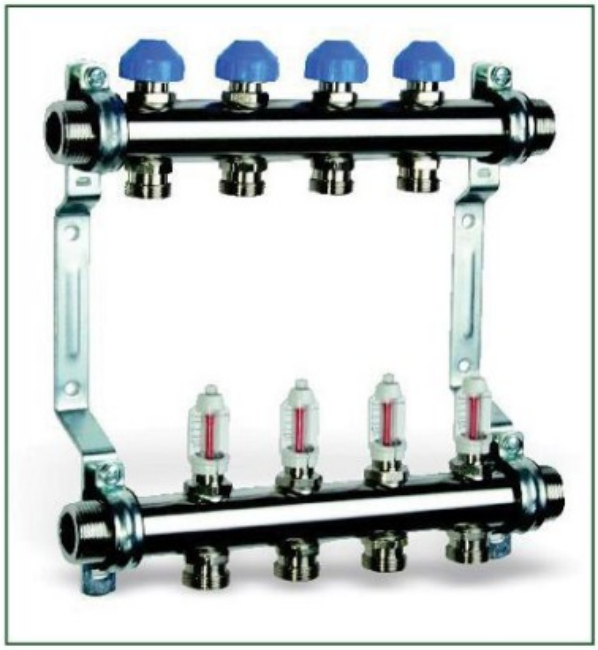
Il **tappo igroscopico di sicurezza** in caso di guasto del sistema a galleggiante evita la fuoriuscita dell'acqua.
Nei radiatori si possono anche riconoscere una **valvola termostatica** e un **detentore**.
Il **detentore** è impiegato sia per equilibrare il flusso idrico nei radiatori, regolandolo, nel corso della messa a punto dell'impianto stesso, sia per chiudere, in alcune occasioni, il circuito di ritorno per compiere le varie operazioni con il detentore, che è collocato in basso nel corpo del radiatore, si svita prima la borchia posta a copertura del foro centrale, quindi si introduce un'idonea chiave a brugola;
La **valvola termostatica**, invece, ha lo scopo di regolare l'operatività del radiatore, in base alla temperatura ambientale richiesta nel locale.
Altri elementi accessori ai radiatori sono i **supporti** necessari per ancorarli alle pareti.

Gli elementi della rete di distribuzione

Ogni rete di distribuzione, dal punto di vista geometrico, si può schematicamente suddividere in:

- collettori orizzontali;
- colonne (montanti o discendenti);
- diramazioni alle utenze.

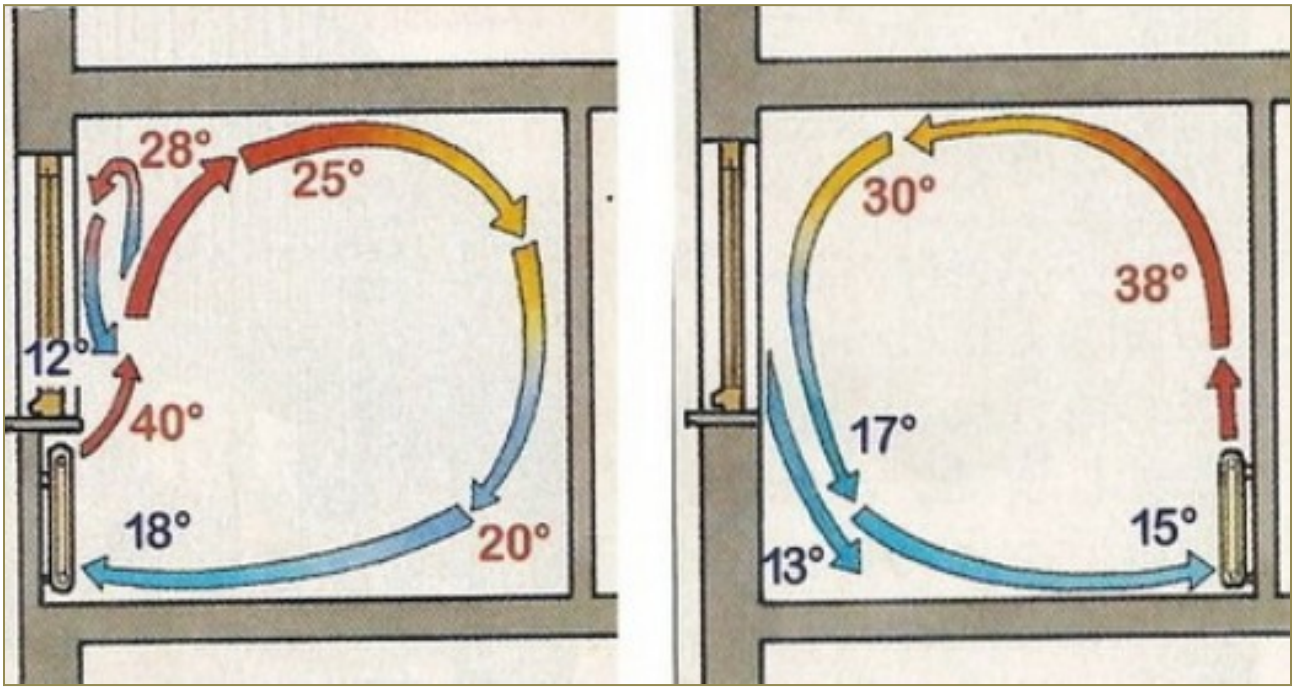
I **collettori** sono parti di un impianto idrico a sviluppo orizzontale dai quali si dipartono le colonne montanti o discendenti di una rete di distribuzione.
I collettori sono utilizzati per il controllo e la distribuzione del fluido nei circuiti sanitari. Vengono generalmente dotati di valvole di intercettazione con "volantino" di manovra per ogni singolo circuito e di etichette identificative dell'apparecchio servito.

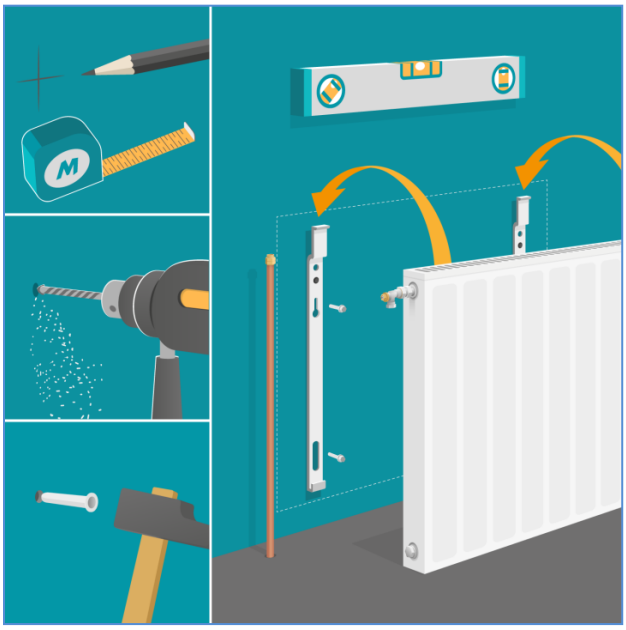


Collettore semplice, componibile, con valvole di intercettazione.

POSA DEI RADIATORI

All'interno di un locale l'aria riscaldata si muove in modo diverso, secondo se il radiatore è collocato sotto la finestra e quindi in prossimità di una parete esterna, più fredda, oppure è appoggiato a una parete interna.
Nel primo caso l'aria calda salendo verso il soffitto si distribuisce in modo più uniforme e perde meno gradi durante il suo percorso, garantendo un comfort migliore.
Nel prevedere la misura dei corpi scaldanti, si deve aggiungere almeno 7÷10 cm per l'attacco e relativa valvola; all'altezza vanno aggiunti, in basso, almeno 10 cm per il passaggio dell'aria e per la pulizia e, in alto, almeno 15 cm per consentire il libero movimento ascensionale dell'aria calda; alla profondità vanno aggiunti almeno 3 cm di distanza dal filo della parete finita a cui si addossa il corpo scaldante.



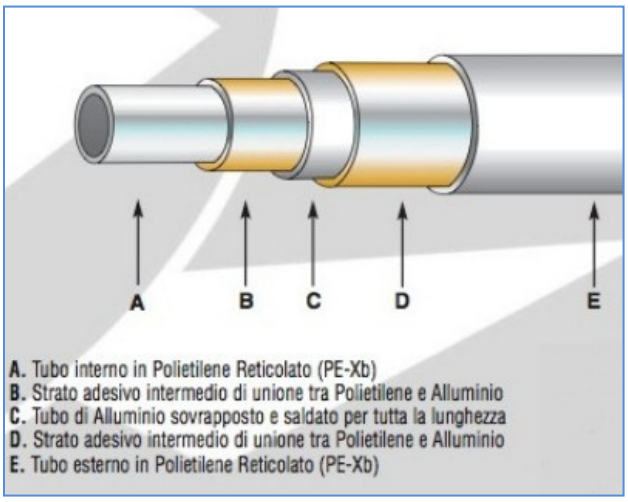


RETI DI DISTRIBUZIONE DELL'ACQUA CALDA

È costituita essenzialmente dall'insieme delle tubazioni di mandata e di ritorno, in RAME, MULTISTRATO o PEX, che collegano la caldaia ai termosifoni. I tubi in multistrato sono costituiti dall'accoppiamento di materiale plastico e alluminio.

Il costo è più basso, rispetto al rame, e maggiormente lavorabile. Sono caratterizzati da una ridotta rumorosità e una rugosità interna minore pertanto le perdite di carico sono basse. Viene usato anche negli impianti di distribuzione dell'acqua calda sanitaria.
Rispetto ai tubi in solo PEX (polipropilene reticolato), la presenza dello strato di alluminio garantisce una barriera nei confronti dell'ossigeno e degli altri gas e ne aumenta la resistenza allo schiacciamento.

Generalmente, negli impianti di riscaldamento di edifici civili, l'acqua calda (tra i 50 ed i 90°C) partendo dalla caldaia, percorre le tubazioni di mandata, riscalda i radiatori e quindi l'ambiente, e ritorna a temperatura più fredda alla caldaia stessa.
Per limitare le dispersioni, le tubazioni della rete di distribuzione debbono essere protette da un adeguato strato di materiale isolante, il cui spessore, fissato dalla normativa, dipende dal diametro della tubazione, dal tipo di isolante, e dalla parete che attraversa.



	Sigla	De mm	Di mm
PEX D tipici	14x2	14	10
	16x2	16	12
	18x2	18	14
	20x2	20	18
	26x3	26	20
	32x3	32	26

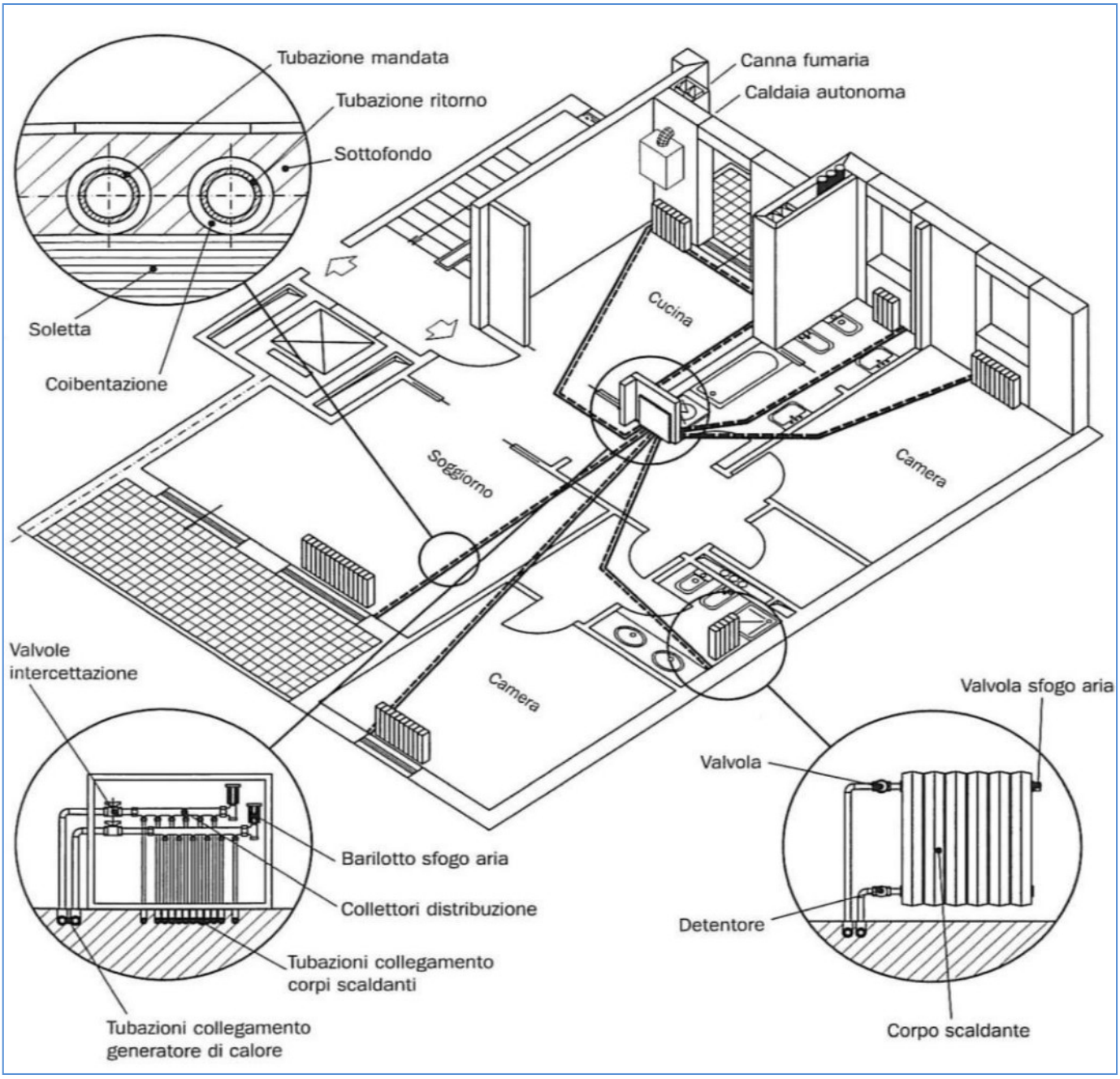
SERIE:19 UNI 9338-Tubi PEX-PN10 PT RET

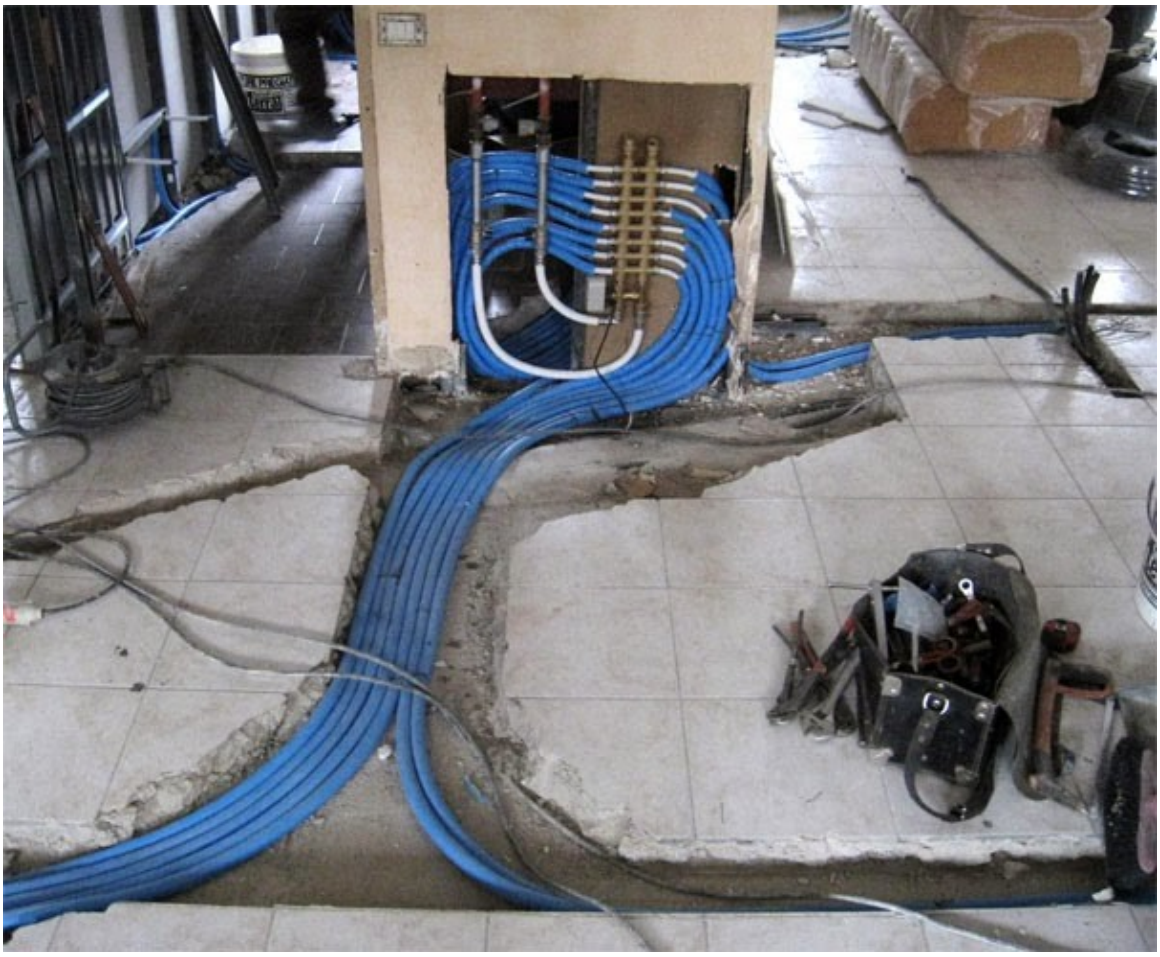
Tubazione	Diametro interno mm	Diametro esterno mm	peso kg/m	spessore mm
15	11.0	15.00	0.08	2.00
16	12.0	16.00	0.08	2.00
17	13.0	17.00	0.09	2.00
18	14.0	18.00	0.10	2.00
20	16.0	20.00	0.11	2.00
22	18.0	22.00	0.12	2.00
25	20.4	25.00	0.16	2.30
28	22.0	28.00	0.22	3.00
32	26.0	32.00	0.26	3.00
40	32.6	40.00	0.40	3.70
50	40.8	50.00	0.62	4.60
63	51.4	63.00	0.99	5.80
75	61.2	75.00	1.40	6.90
90	73.6	90.00	2.00	8.20
110	90.0	110.00	2.98	10.00

IMPIANTO A RADIATORI A COLLETTORE COMPLANARE

Viene utilizzato un collettore installato in una posizione bari centrale della planimetria. Ciò permette di avere lunghezze dei tubi che vanno ai radiatori simili fra loro (facilita il bilanciamento).

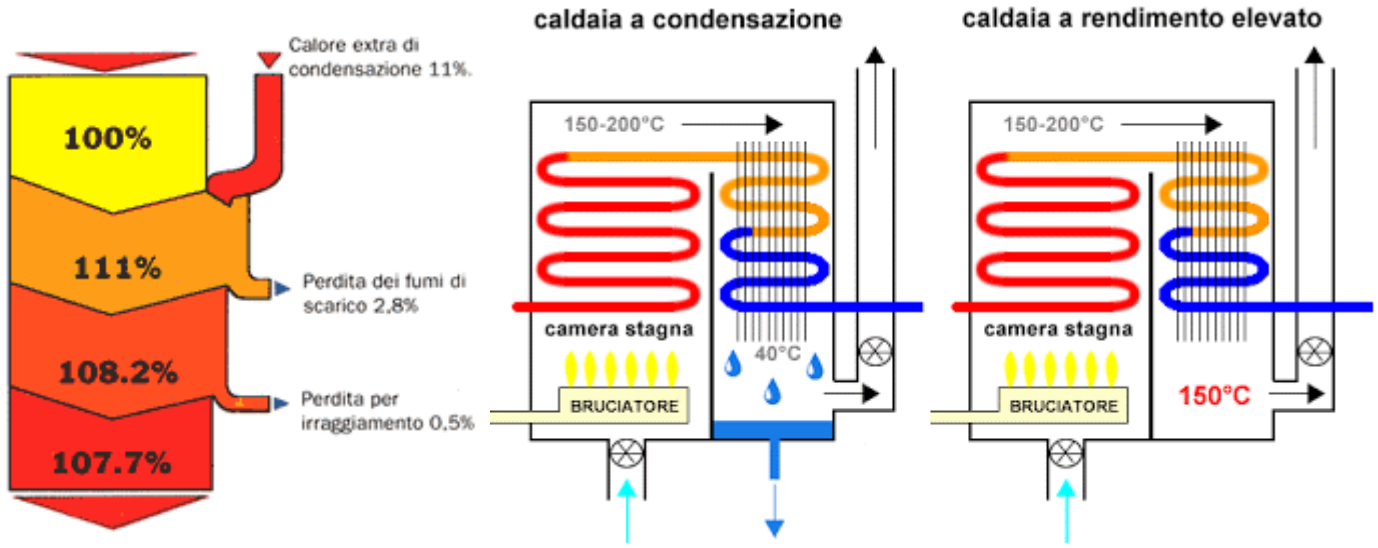
I tubi che dal collettore vanno ai radiatori devono avere la minor lunghezza possibile evitando incroci con altri tubi e angoli di curvatura troppo stretti. Ridurre inoltre, se possibile, La foratura delle pareti interne .





SCELTA DELLA CALDAIA (GENERATORE DI CALORE)

La scelta oggi è limitata tra caldaia TRADIZIONALE ad alto rendimento e caldaia A CONDENSAZIONE.
Le caldaia a condensazione sono caldaie caratterizzate da un alto rendimento, grazie al fatto che si recupera il calore di condensazione del vapore acqueo contenuto nei fumi della combustione che invece nelle caldaie tradizionali viene convogliato verso l'esterno.



Indicativamente in un'abitazione con un isolamento standard e ubicata dove la temperatura esterna invernale media è di -5°, il fabbisogno per il riscaldamento può essere stimato in 60 W/mc (CLASSE B).

Ad esempio, un'abitazione di 100 mq per essere riscaldata ha bisogno di:

100 x 60 W/m2= 6000 w = 6 KW

Per la produzione di acqua sanitaria si tenga presente che una doccia necessita di circa 9 lt/minuto e richiede una potenza termica ***istantanea*** data da:

Potenza = Ct x massa x ΔT [w]

Potenza = Ct x [lt/ora x minuti] x ΔT [w] con Ct= capacità termica = 4,186 Kj/Kg k = 1 Kcal

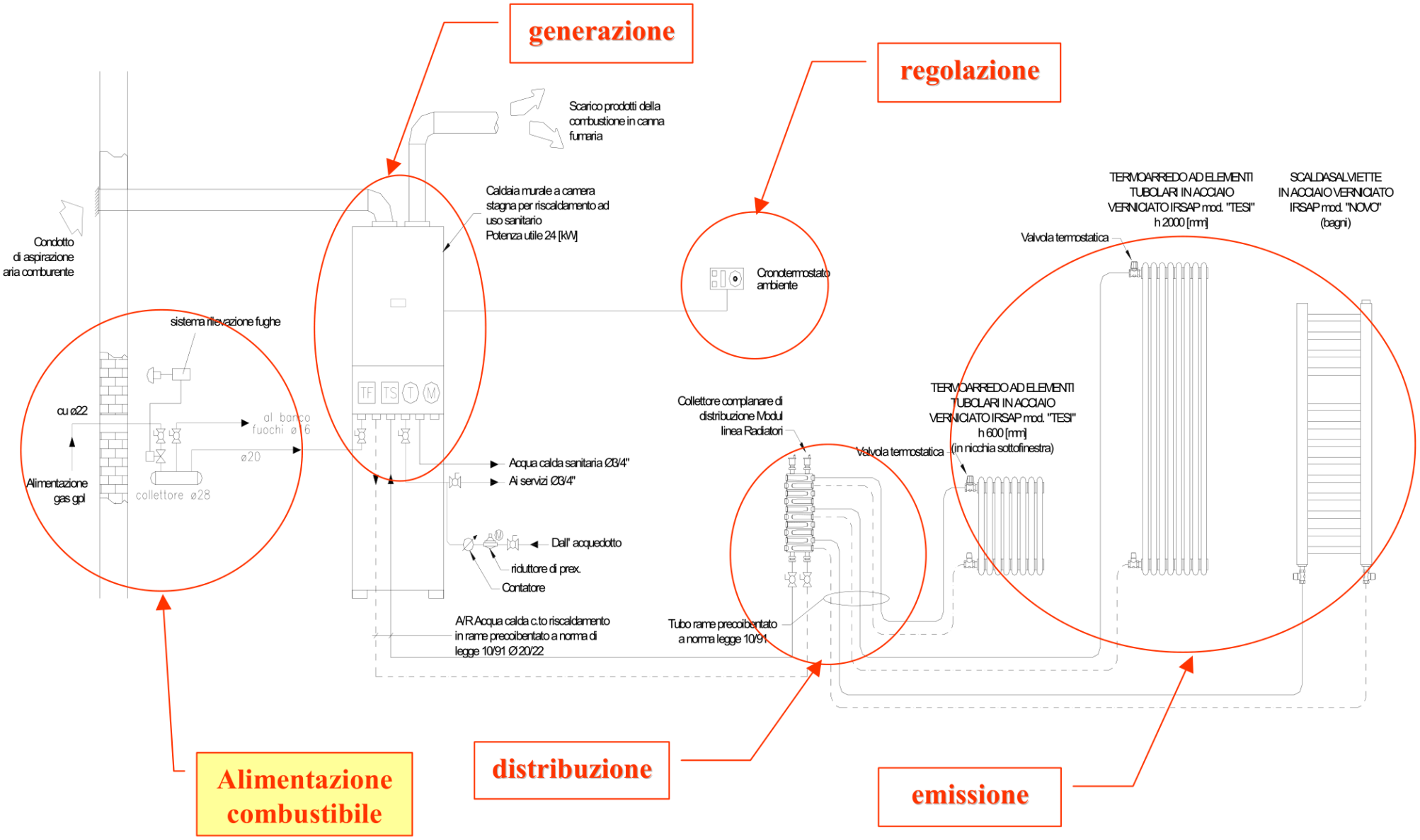
dove ΔT è differenza temperatura tra acqua di produzione (40°-45°) e quella entrante di rete (10° in inverno e 25° in estate). Assumendo ΔT =40°-10° = 30°:

Potenza = 1 x [10 lt minuto x 60 min.] x 30 = 600 l/ora x 30 = 18.000 Kcal/0.86 = 20.93 kW

Possiamo quindi utilizzare una caldaia da 24 kW (le taglie tipiche sono 21, 24-25, 28-29, 34-35 Kw).

Abitazioni con 2 bagni o lavandini che vengono usati contemporaneamente si considera un fabbisogno di acqua calda sanitaria (ACS) indicativo di 16 lt/min e di conseguenza si opta per una caldaia da 35 Kw, il massimo previsto per gli impianti civili.
Oltre i 35Kw si passa nell'industriale con normative più stringenti da rispettare.

Alternativamente, per situazioni con maggiori utilizzi contemporanei di (ACS) si dovrà provvedere con caldaie provviste di serbatoio di accumulo, che fungono da volano termico, per supportare la richiesta contemporanea.


generazione
regolazione
Scarico prodotti della combustione in canna fumaria
Condotto di aspirazione aria comburente
Caldaia murale a camera stagna per riscaldamento ad uso sanitario Potenza utile 24 [kW]
Cronotermostato ambiente
TERMOARREDO AD ELEMENTI TUBOLARI IN ACCIAIO VERNICIATO IRSAP mod. "TESI" h 2000 [mm]
SCALDASALVIETTE IN ACCIAIO VERNICIATO IRSAP mod. "NOVO" (bagni)
Valvola termostatica
sistema rilevazione fughe
cu ø22
al bruciatore fuochi ø 16
ø20
Alimentazione gas gpl
collettore ø28
TF
TS
T
M
Acqua calda sanitaria Ø3/4"
Ai servizi Ø3/4"
Dall' acquedotto
riduttore di prex.
Contatore
A/R Acqua calda c.to riscaldamento in rame precoibentato a norma di legge 10/91 Ø 20/22
Collettore complanare di distribuzione Modul linea Radiatori
Valvola termostatica
TERMOARREDO AD ELEMENTI TUBOLARI IN ACCIAIO VERNICIATO IRSAP mod. "TESI" h 600 [mm] (in nicchia sottofinestra)
Tubo rame precoibentato a norma legge 10/91
Alimentazione combustibile
distribuzione
emissione

LEGENDA SIMBOLI	
	TERMOARREDO
	RADIATORE
	CRONOTERMOSTATO AMBIENTE
	CALDAIA MURALE PER ESTERNO
	COLLETTORE

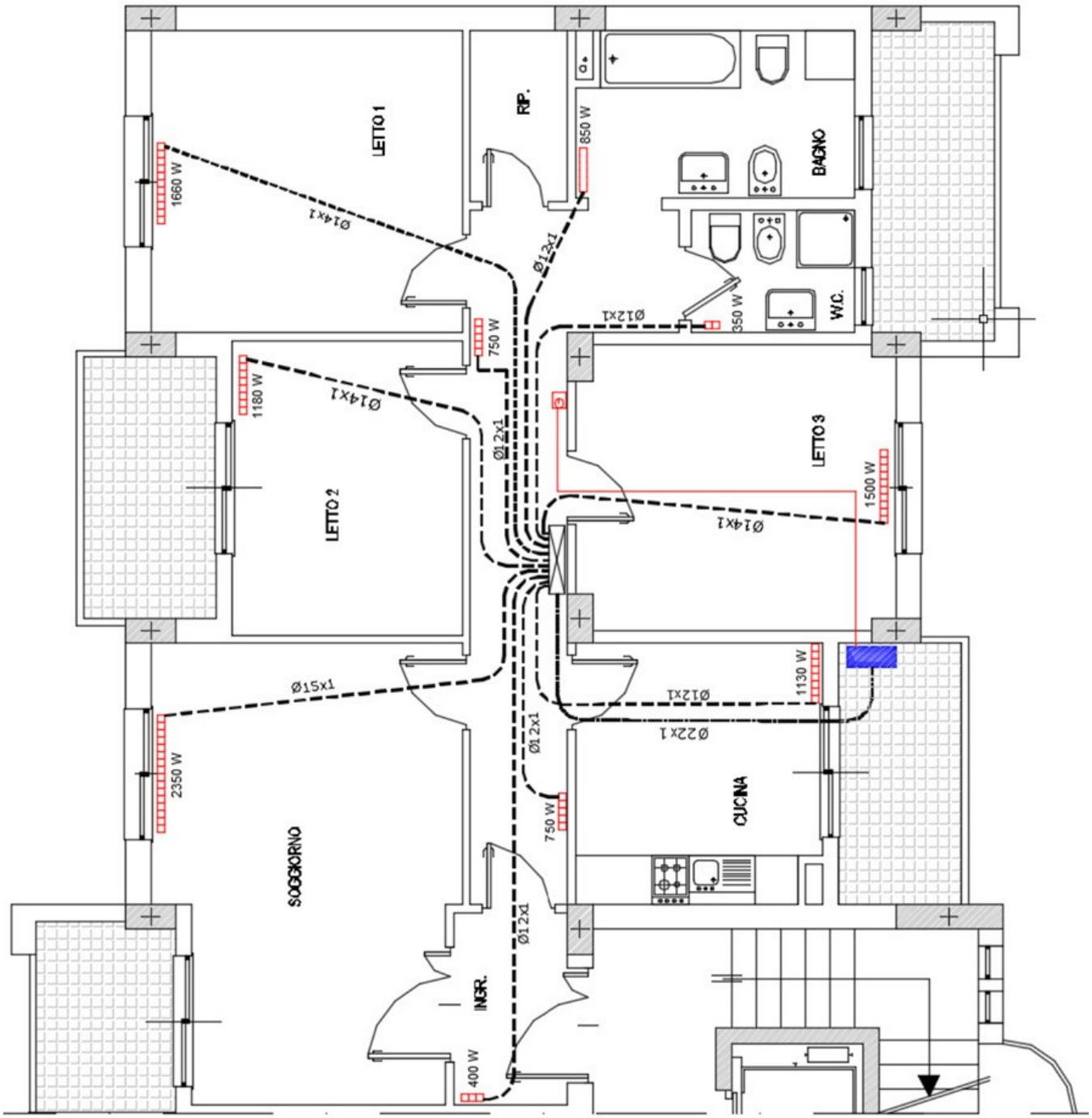
Attenzione a

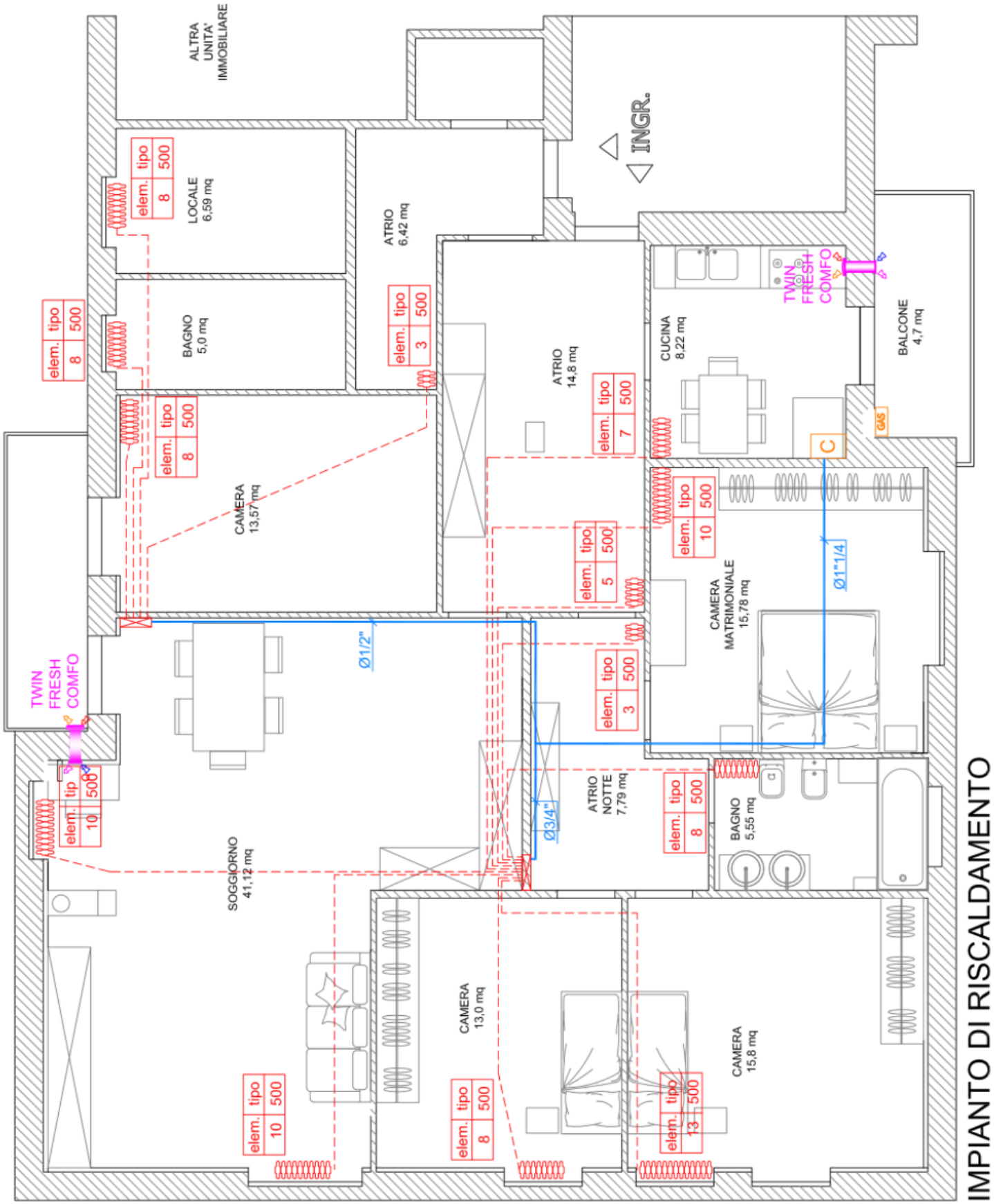
-Individuare i percorsi a lunghezza inferiore

-Evitare di forare le muratura per passaggio tubi

-Evitare di accavallare le tubature

-Ricordarsi dei tubi principali di mandata e ritorno dalla caldaia al collettore





IMPIANTO DI RISCALDAMENTO

ESEMPIO DISEGNO IMPIANTO ACS

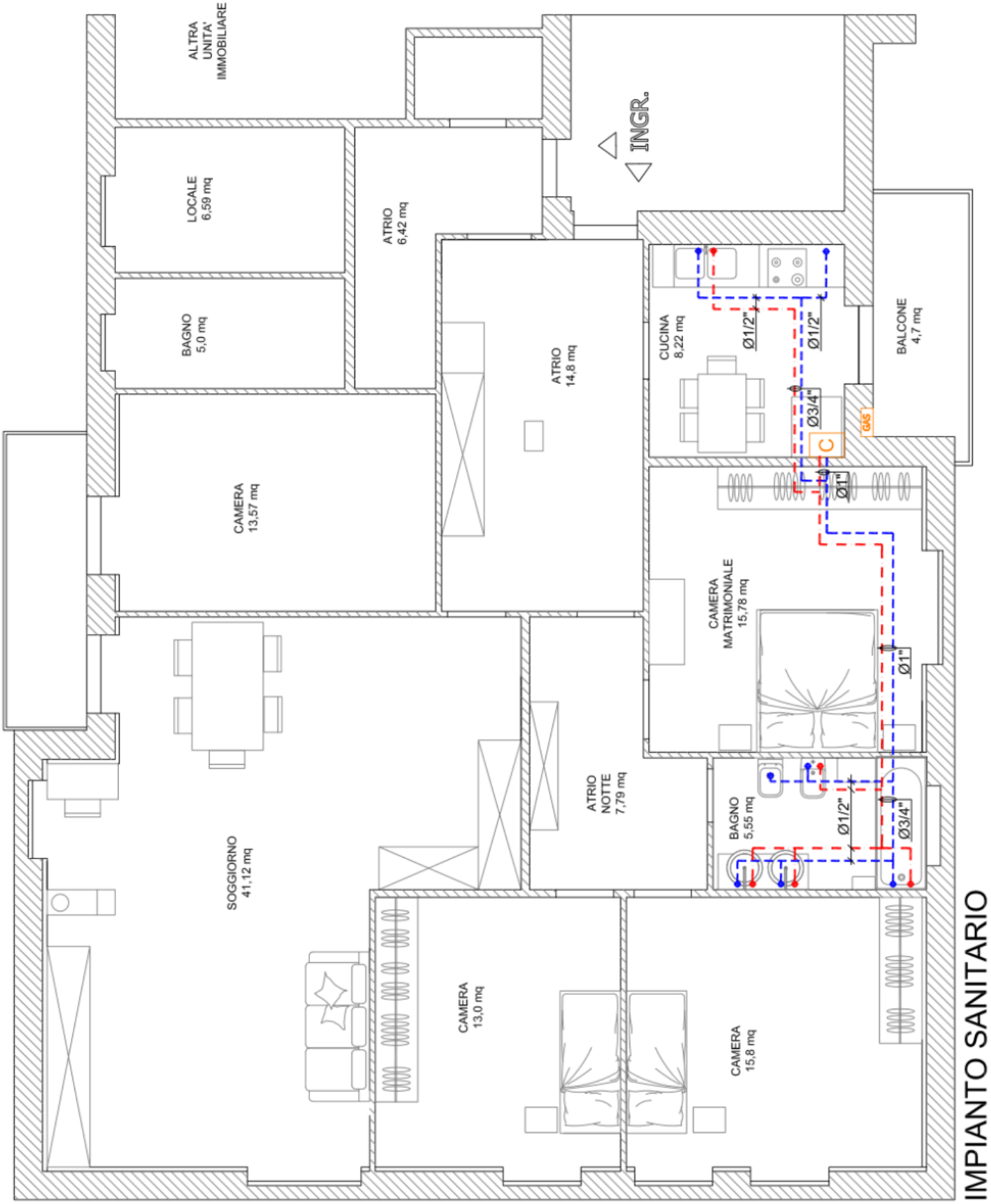


TABELLA RIASSUNTIVA IMPIANTO TERMICO CON RADIATORI A COLLETTORE COMPLANARE

Dopo aver disegnato l'impianto termico si procede alla compilazione di una tabella riassuntiva per la scelta dei diametri commerciali dei tubi e il successivo calcolo delle perdite di carico.

Le velocità indicative nei tubi sono indicate nella tabella sottostante.

Nei tubi che convogliano acqua per il riscaldamento o per il condizionamento, il valore ottimale della velocità dipende essenzialmente da quattro fattori: l'entità delle perdite di carico, la rumorosità, la corrosione-erosione e il trascinamento dell'aria.

TAB. 1 - 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

Locale	**Potenza radiatore**	**Portata di acqua kg/s**	**Diametro tubi mm**	**Lunghezza tubi (M+R)**	**Curve e valvole**
Camera 1	calidor 700/80 10 elementi Pot= 1100 watt P= m Ct (Tm-Tr)	0,14 Kg/s m= P / Ct (Tm-tr)	Multistrato 14x2 Fisso v = 0.5 m/s m = ρ v (3.14 d^2/4) d = (4m/ ρ v 3.14)^{0,5}	16 m	4 curve 90 2 curve ampie Valvola squadro Detentore squadro 2x collettore
Camera 2	calidor 700/80 12 elementi Pot= 1400 watt	0,16 Kg/s	Multistrato 14x2	17 m	3 curve 90 2 curve ampie Valvola squadro Detentore squadro 2x collettore
Bagno 1	Termo arredo della Global Pot= 750 watt	0,1 Kg/s	Multistrato 14x2	12 m	2 curve 90 2 curve ampie Valvola squadro Detentore squadro 2x collettore
Disimpegno					
Soggiorno + angolo cottura					
Tratto caldaia / collettore		0,7 Kg/s	Multistrato 18x2	14 m	2 curve 90 2x collettore

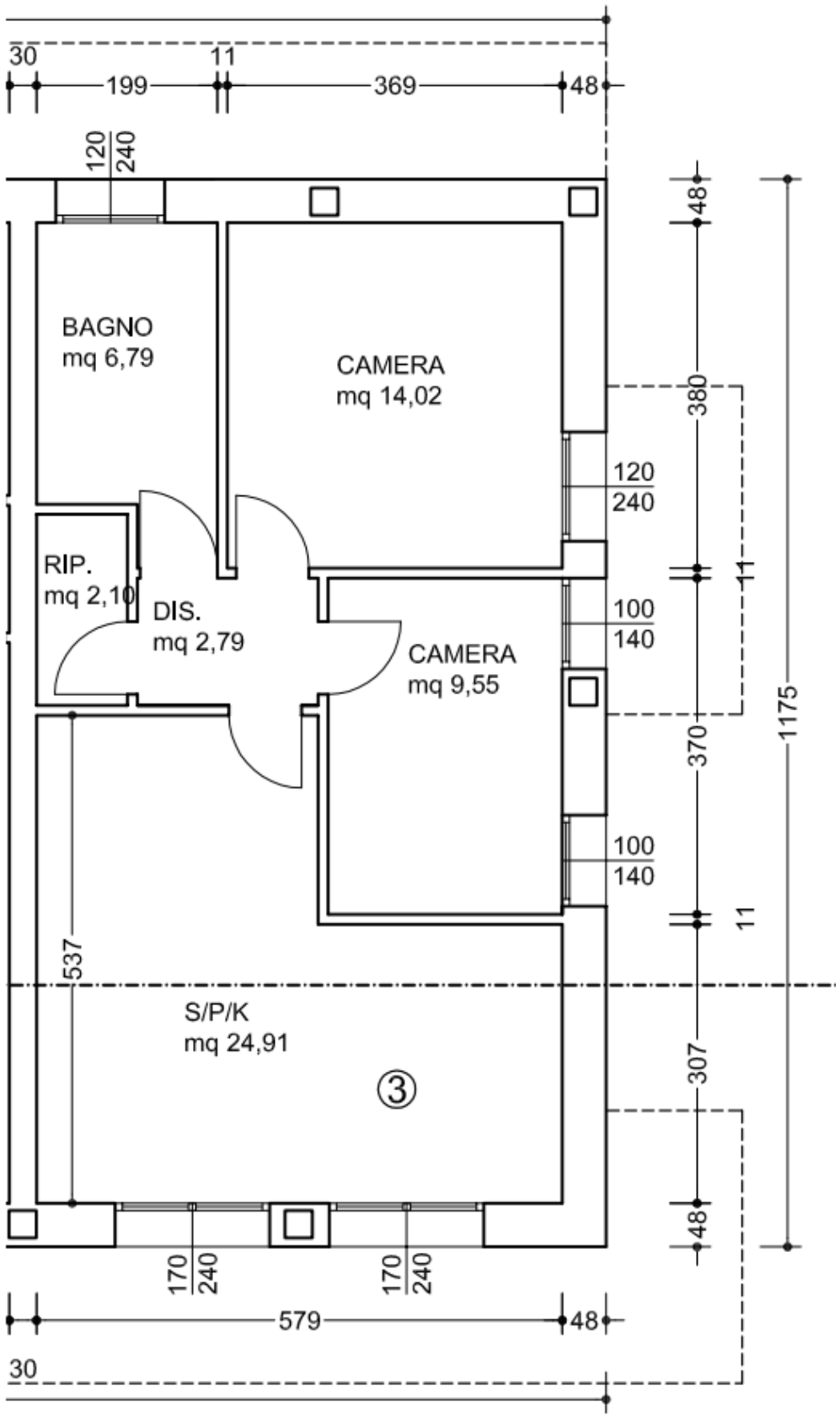
NB: ogni circuito ha un numero fisso di 6 curve a 90°, 1 detentore + valvola sul radiatore e due valvole sul collettore.

A questo punti si possono valutare le perdite di carico distribuite e localizzare di ogni circuito e verificare se il circolatore della caldaia (pompa) è in grado di vincerle.

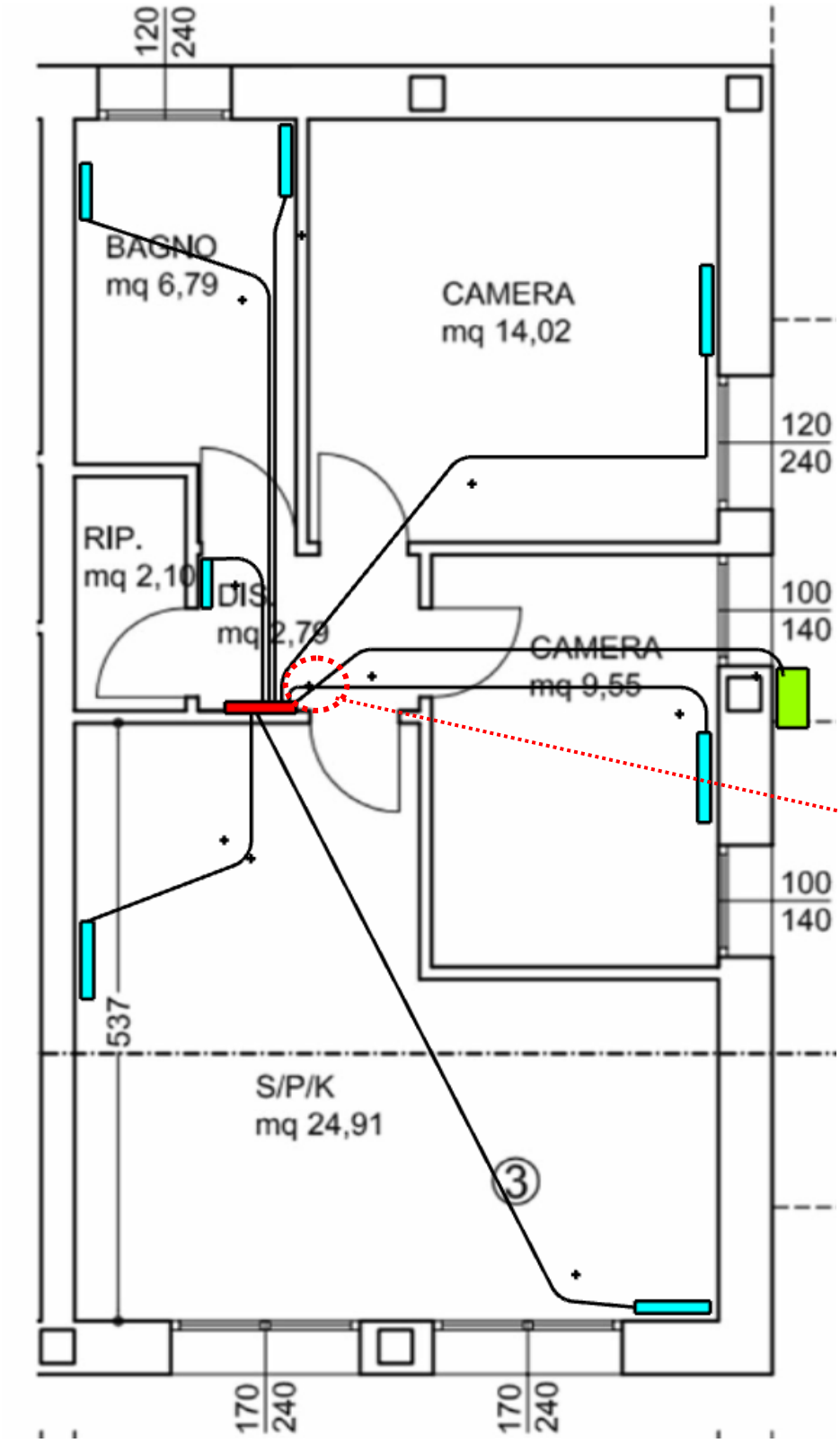
Successivamente si individua il circuito più sfavorito e si procede al bilanciamento dell'impianto.

EX. 1 - DIMENSIONARE IMPIANTO A RADIATORI PER L'APPARTAMENTO

Fabbisogno termico nel periodo più freddo dell'anno =180 watt/m2 (250 w per il bagno).
Altezza sotto finestra = 110 cm. Dopo il disegno compilare tabella con i seguenti dati per ogni locale: lunghezza totale tubi mandate e ritorno, numero di curve a 90 e numero di curve maggiori di 90°.



SOLUZIONE 1

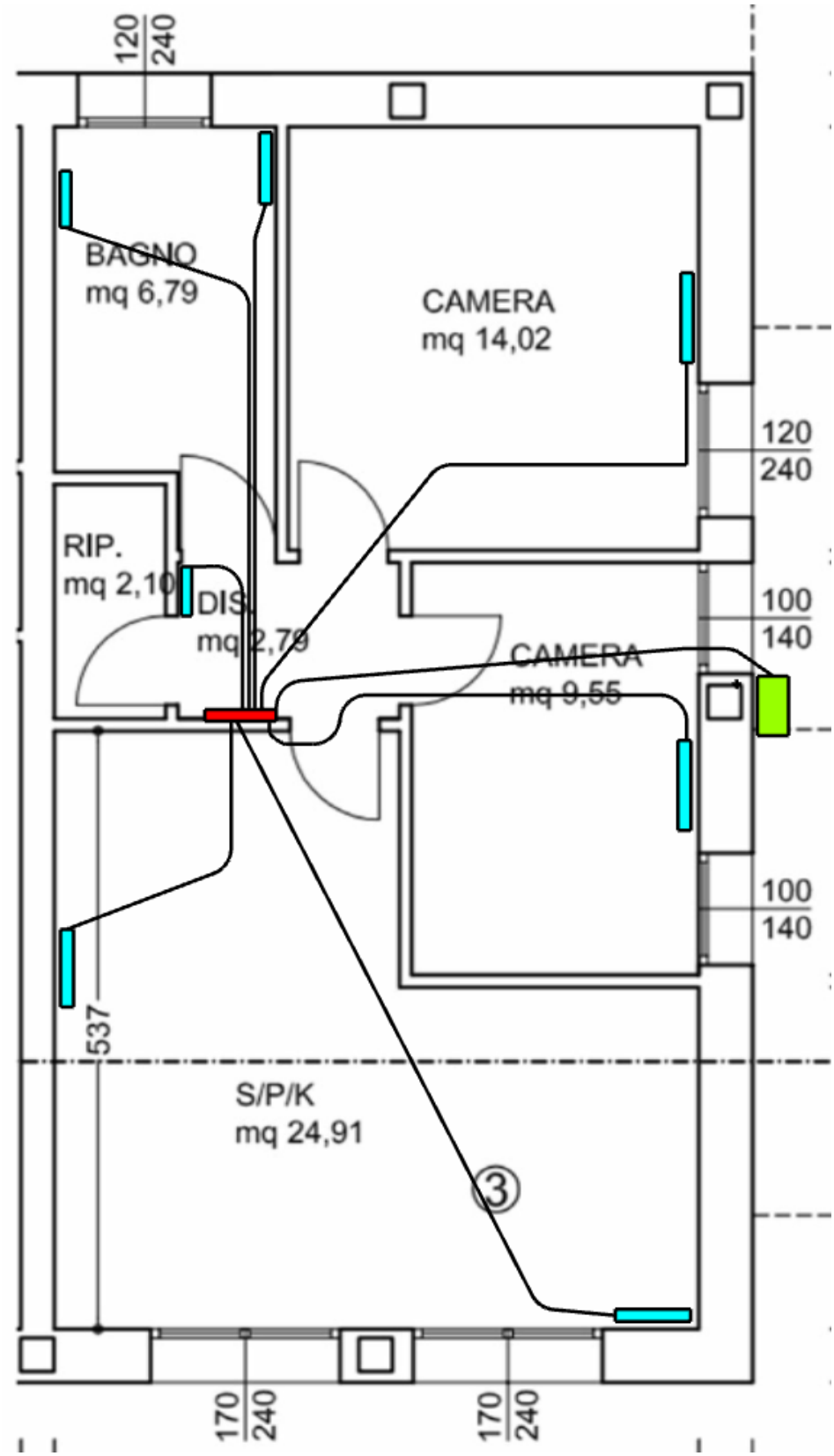


Nella camera piccola se possibile mettere radiatore sotto la finestra se no sulla parete fredda

accavallamento meglio evitare!

In locali grandi meglio sdoppiare il radiatore in due e metterli contrapposti per rendere omogenea la T

SOLUZIONE 2


120
240
BAGNO
mq 6,79
CAMERA
mq 14,02
120
240
RIP.
mq 2,10
DIS.
mq 2,79
100
140
CAMERA
mq 9,55
100
140
537
S/P/K
mq 24,91
3
170
240
170
240

DIMENSIONAMENTO RADIATORI E TUBATURE

RADIATORI

Largh. elemer	0,08	m
Qn 800/80	147,1	w
Qn 700/80	132,7	w

Fabbisogno MAX.	180	w/m2
x Bagno	250	w/m2

Locali	Area tot. m2	Potenza tot. W	N. elem. Radiat.	Larghezza radiatore m	Portata acqua Kg/s	Velocità m/s	Area Tubi m2	D int. tubo mm	D int. effet. mm	Velocità effettiva	Lungh. tot. in m	N. Curve 90	N. Curve >90
Camera 1 modello 800	14,02	2524	18	1,4	0,0603	0,5	0,0001206	12,4	14	0,39	22	1	2

Potenza = Area x Fabbisogno MAX. = 14,02 x 180 = 2523,6 watt

N. elementi rad. = Potenza / Qn = 2524/ 147= 17,15568 =18 elem *NB: approssimare elementi sempre in eccesso!*

Larghezza del radiatore = N.el x L = 18x 0,08= 1,44 m --> *controllare se ci sta sotto la finestra se no metterlo a parete*

Portata di acqua del radiatore (DT = 10°C) = Pot / Ct * DT = 2524 / 4186x 10 = 0,0603 Kg/s 217 l/h

*dalla Potenza = portata * Ct * DT* *con Ct = 4186 w/m2 k capacità termica dell'acqua*

Area tubo = portata / densita * velocità = 0,06 / 1000 * 0,5 = 0,00012 m2 *dalla portata = m = densità * v * Area [kg/s]*

Nota l'area del tubo si trova il diametro corrispondente

Diametro del tubo = (4 * Area/ 3,1)½ 0,01239 m 12,4 mm

dalla Area = 3,14 D^2 /4*

Il diametro commerciale più vicino è quello da 14 mm (18x2) quindi essendo + grande la velocità cala

Area del tubo commerciale = 3,14 * D^2 / 4 = 0,000154 m2

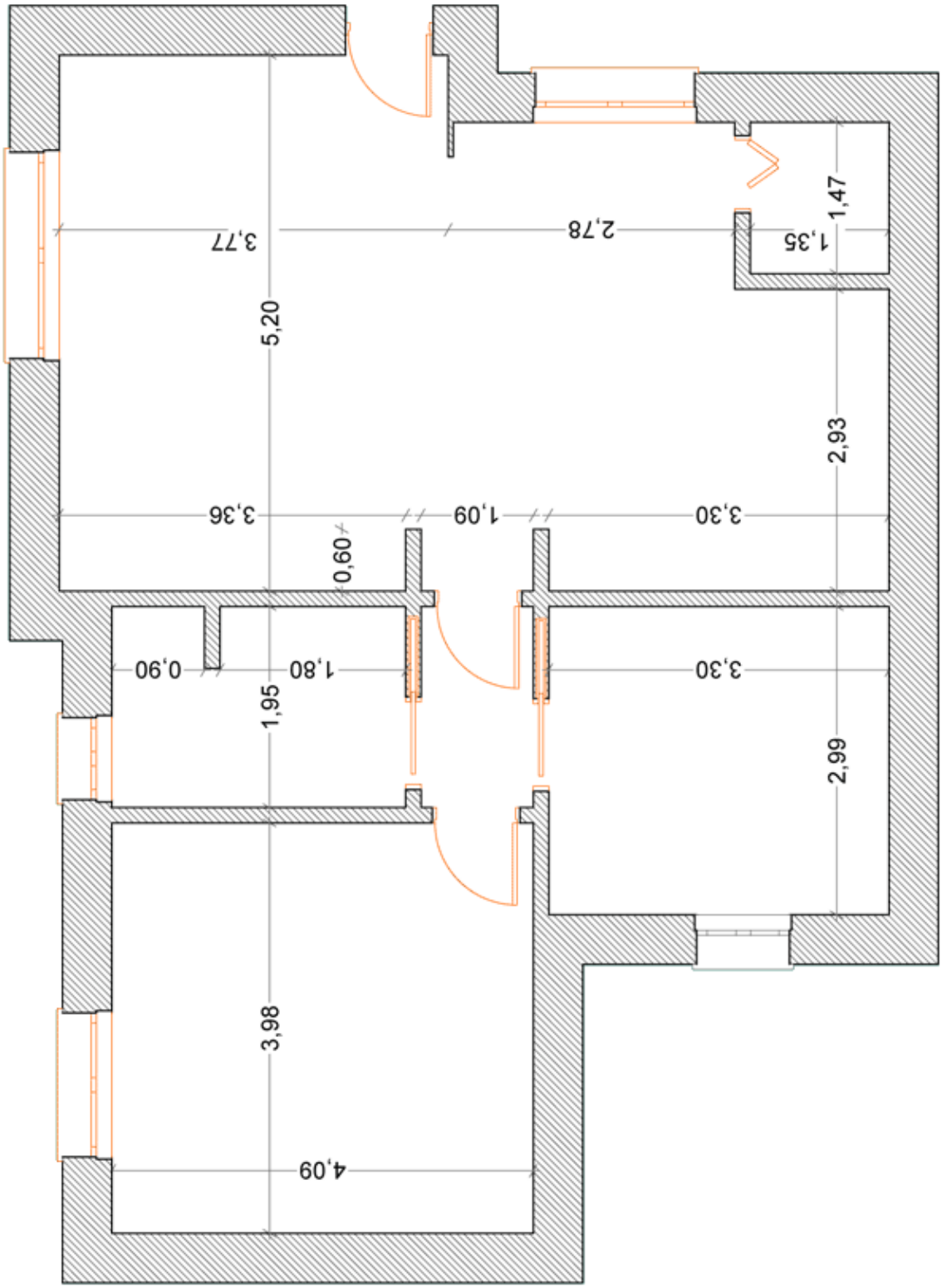
Velocità effettiva acqua nel tubo = m / densità * area = 0,39 m/s *dalla portata = m = densità * v * Area [kg/s]*

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	**Radiatori fondital**												
2	Larghezza elem.	0,08 m											
3	Qn 800	147,1 w											
4	Qn 700	132,7 w											
5					Bagno								
6	Fabbisogno MAX. abitazione		180 w/m2		250 w/m2								
7													
8	Locali	Area m2	Fabbisogno termico W	N. elementi radiatore	Larghezza radiatore m	Portata acqua Kg/s	Velocità acqua m/s	D int. tubo mm	D int. eff. commerc.	velocità effettiva	Lunghezza tot. tubi in m	Curve 90	Curve >90
9	Camera 1 modello 800	14,02	2524	18	1,4	0,0603	0,5	12,4	14	0,39	22	1	2
10	Camera 2 modello 800	9,55	1719	12	1,0	0,0411	0,5	10,2	12	0,36	15	4	0
11	Bagno * modello 800	6,79	1698	12	1,0	0,0406	0,5	10,2	12	0,36	18	0	1
12	Rip + dis. modello 800	4,89	880	6	0,5	0,0210	0,5	7,3	10	0,27	5	1	0
13	Sala + cucina R1 modello 800	12,455	2242	16	1,3	0,0536	0,5	11,7	12	0,47	8	0	1
14	Sala + cucina R2 modello 800	12,455	2242	16	1,3	0,0536	0,5	11,7	12	0,47	25	0	1
16	CALDAIA					0,2700	1	18,5	18	1,06	93		
17													
18	* In bagno si puo sostituire radiatore con un termoarredo o aggiungere un termoarredo in aiuto al radiatore												
19													
20	Tutte le velocità dell'acqua nei tubi sono accettabili. Se la velocità scende sotto 0,1 m/s bisogna ridurre il DT nel radiatore per aumentare la velocità.												
21													
22	Tabella commerciali tubi multistrato												
23	Interno	Esterno	Sigla										
24	10	14	14x2										
25	12	16	16x2										
26	14	18	18x2										
27	16	20	20x2										
28	20	26	25x3										

=GRANDE($A$24:$A$28;CONTA.SE($A$24:$A$28;">"&H9))

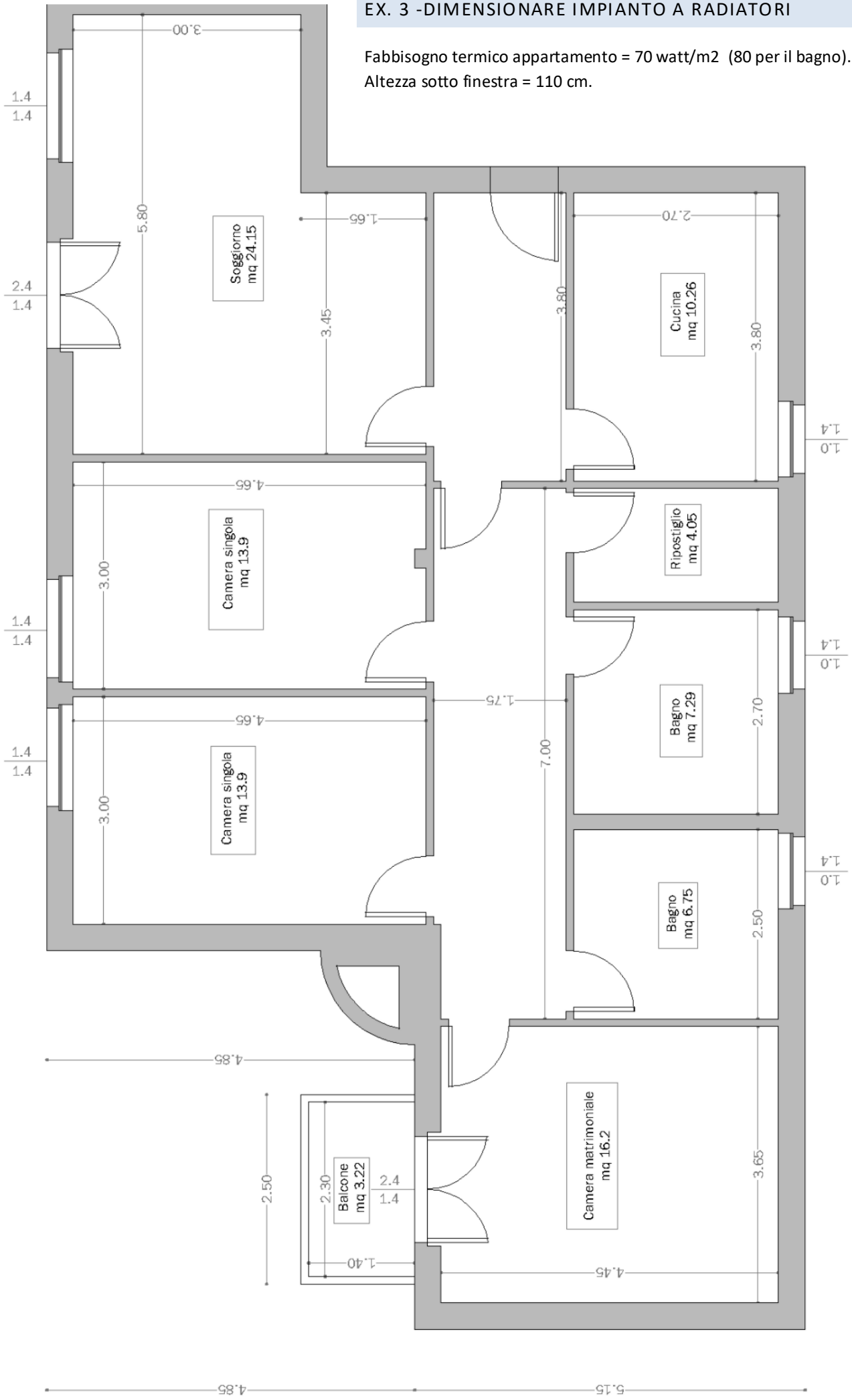
EX. 2 - DIMENSIONARE IMPIANTO A RADIATORI

Fabbisogno termico appartamento =40 watt/m2 (50 per il bagno). Altezza sotto finestra = 100 cm.



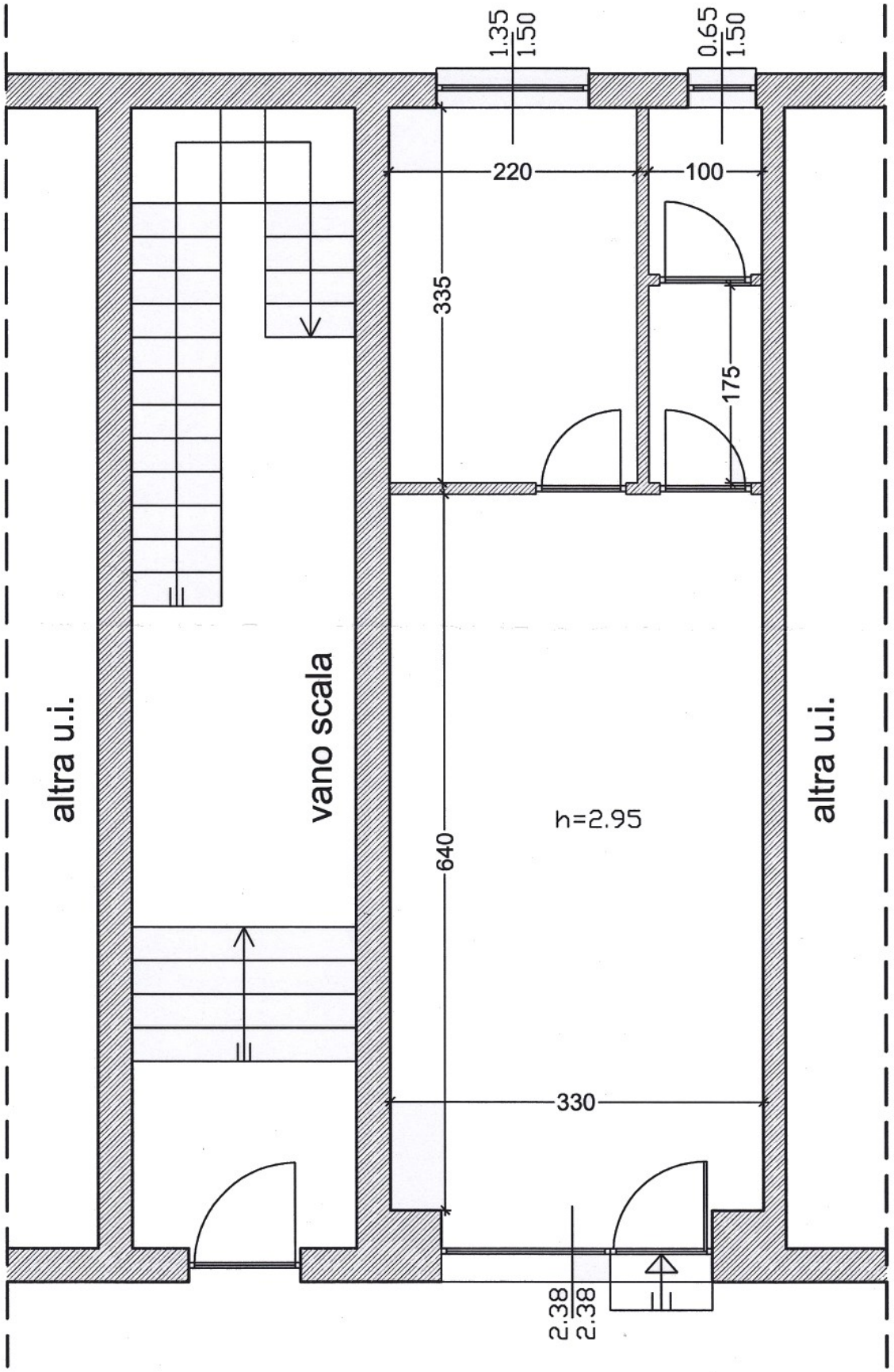
EX. 3 -DIMENSIONARE IMPIANTO A RADIATORI

Fabbisogno termico appartamento = 70 watt/m2 (80 per il bagno).
Altezza sotto finestra = 110 cm.



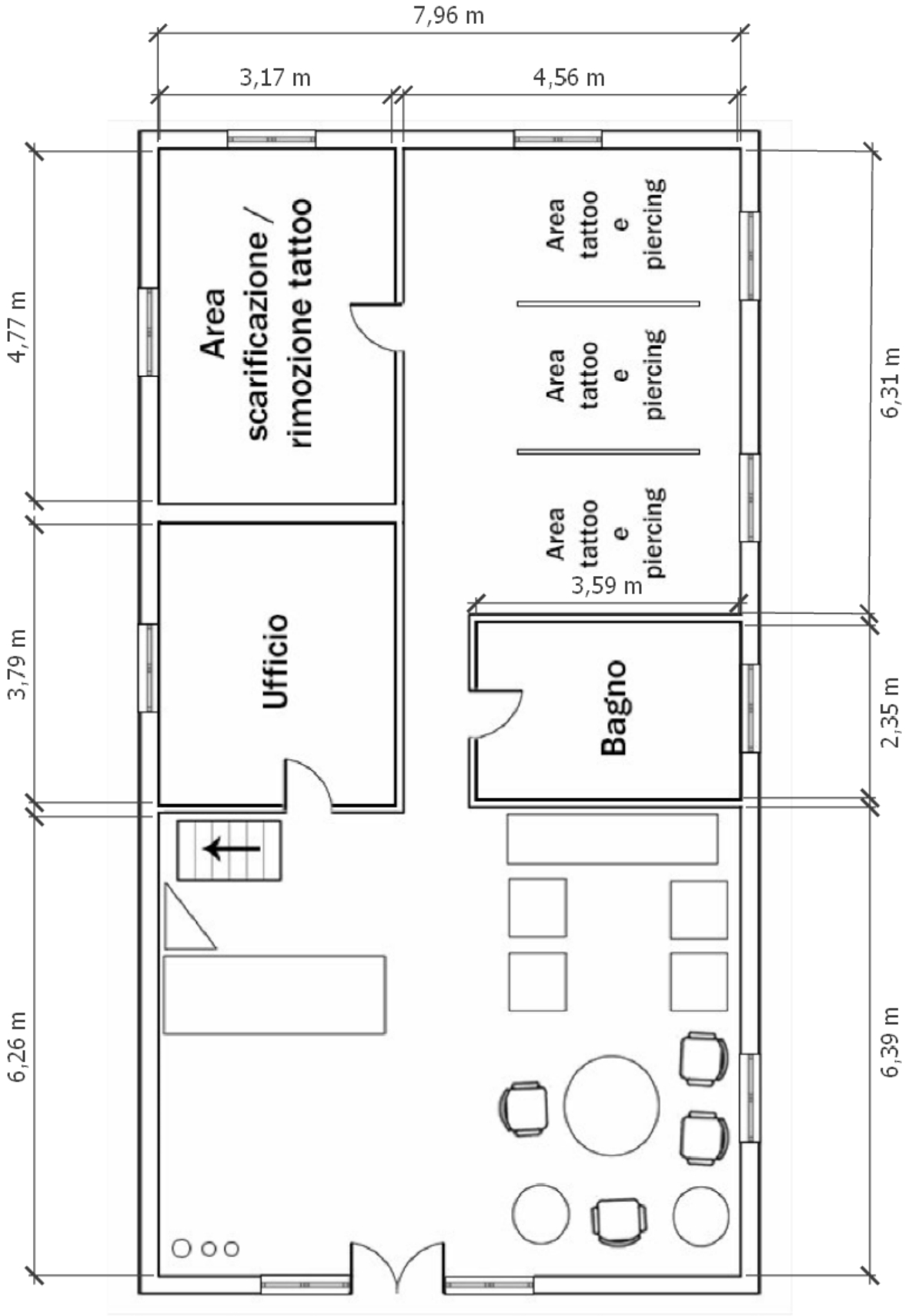
EX. 4 -DIMENSIONARE I RADIATORI PER IL NEGOZIO

Fabbisogno termico appartamento =150 watt/m2 (160 per il bagno). Altezza sotto finestra = 110 cm.



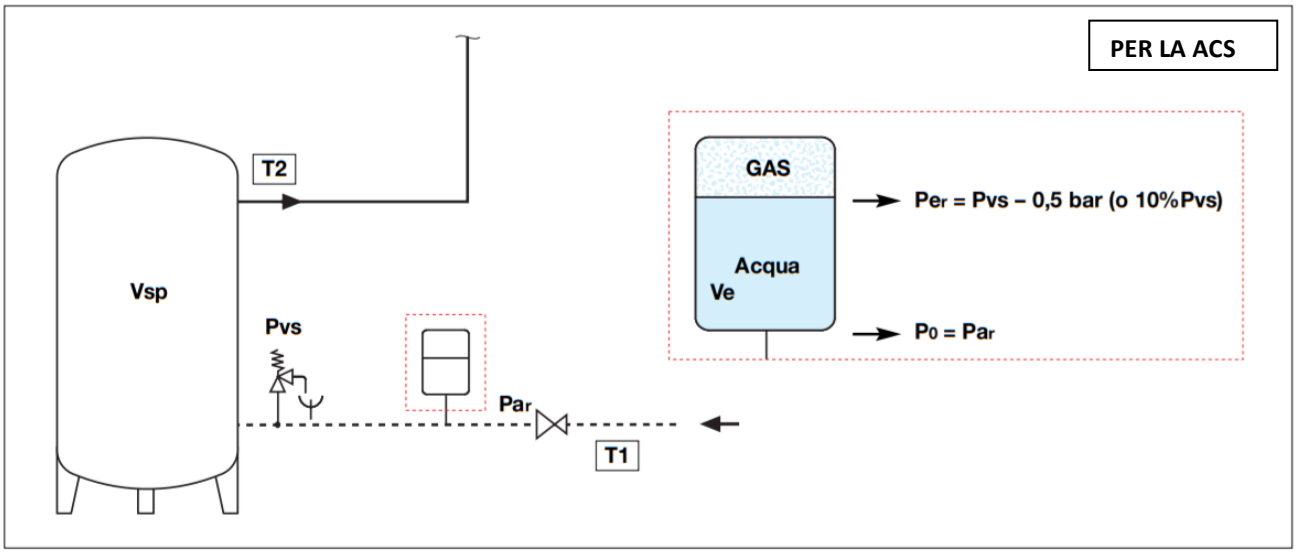
EX. 5 - DIMENSIONARE I RADIATORI PER IL NEGOZIO

Fabbisogno termico appartamento =140 watt/m2 (150 per il bagno). Altezza sotto finestra = 110 cm.



DIMENSIONAMENTO VASO DI ESPANSIONE

I vasi d'espansione sono dei dispositivi necessari a compensare l'aumento di volume dell'acqua dovuto all'innalzamento della temperatura, sia negli impianti di riscaldamento che in quelli di produzione di acqua calda sanitaria ACS.
Essi vengono utilizzati anche come autoclavi negli impianti di distribuzione idrosanitari.



Metodo di dimensionamento

T1 = temperatura acqua fredda di alimentazione
T2 = temperatura di accumulo dell'acqua calda
e = coefficiente di espansione dell'acqua, calcolato in base alla massima differenza tra la temperatura dell'acqua fredda di alimentazione e quella calda di accumulo

$$e = n_{T2}/100 - n_{T1}/100$$

Definizione volumi

Vn = volume del vaso (l), da calcolare
Vsp = volume dell'acqua riscaldata (l) (nel bollitore)
Ve = volume di espansione dovuto al riscaldamento dell'acqua (l)

Definizione pressioni - le pressioni sotto riportate sono tutte pressioni misurate al manometro (pressioni relative):

P_0 = pressione di precarica vaso lato gas (bar)
Pvs = pressione taratura valvola sicurezza (bar)
P_{ar} = pressione iniziale (bar) lato acqua, relativa rappresentata dalla pressione massima di ingresso (valore di taratura del riduttore di pressione o dalla pressione massima di alimentazione della rete)

$$P_{ar} = P_0$$

P_{er} = pressione massima di esercizio dell'impianto (bar) lato gas (Pvs) diminuita di un valore di pressione che previene l'apertura della valvola di sicurezza.

$$P_{er} = Pvs - 0{,}5 \text{ bar } (10\% \text{ Pvs se Pvs} > 5 \text{ bar})$$

La capacità di un vaso d'espansione chiuso a membrana (diaframma) per impianti sanitari con accumulo viene calcolata applicando la seguente formula:

$$Vn = \frac{e \cdot Vsp}{1 - \frac{Pa}{Pe}} \qquad (2)$$

Pressioni assolute

Pa = pressione assoluta iniziale lato gas (bar) pari alla pressione massima di ingresso Par + pressione atmosferica (1 bar). In pratica è la pressione di precarica a freddo del vaso aumentata di 1 bar.

$$Pa = P_{ar} + 1 = P_0 + 1$$

Tabella indicativa coefficiente "n" al variare della temperatura "T (°C)", relativo alla temperatura di 10°C, senza glicole

°C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
n	0	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,7	2,3	2,9	3,6

Esempio:

Dimensionare un vaso di espansione per un impianto idrosanitario avente le seguenti caratteristiche:

Vsp *= volume dell'acqua riscaldata (bollitore) =* ***600 l***
T1 *= temperatura acqua fredda di alimentazione =* ***10°C***
T2 *= temperatura di accumulo dell'acqua calda =* ***80°C***
Par *= pressione iniziale lato acqua =* ***3,5 bar***
Pvs *= pressione di taratura della valvola di sicurezza =* ***6 bar***

Soluzione:

Dalla tabella dei coefficienti "n" ricaviamo:

per T1 = 10°C -> n_{T1} = 0,1 per T2 = 80°C -> n_{T2} = 2,9
*quindi "**e**" per ΔT = 70°C è dato da:*

$$e = (2{,}9/100) - (0{,}1/100) = 0{,}028$$

P_0 *= pressione di precarica vaso lato gas = Par =* ***3,5 bar***
P_{er} *= pressione massima di esercizio dell'impianto lato gas = Pvs – 0,5 bar = 6 – 0,5 =* ***5,5 bar***

Pa *= pressione assoluta iniziale lato gas = Par + 1 = 3,5 + 1 = 4,5 bar*
Pe *= pressione assoluta finale lato gas = Per + 1 = 5,5 + 1 = 6,5 bar*

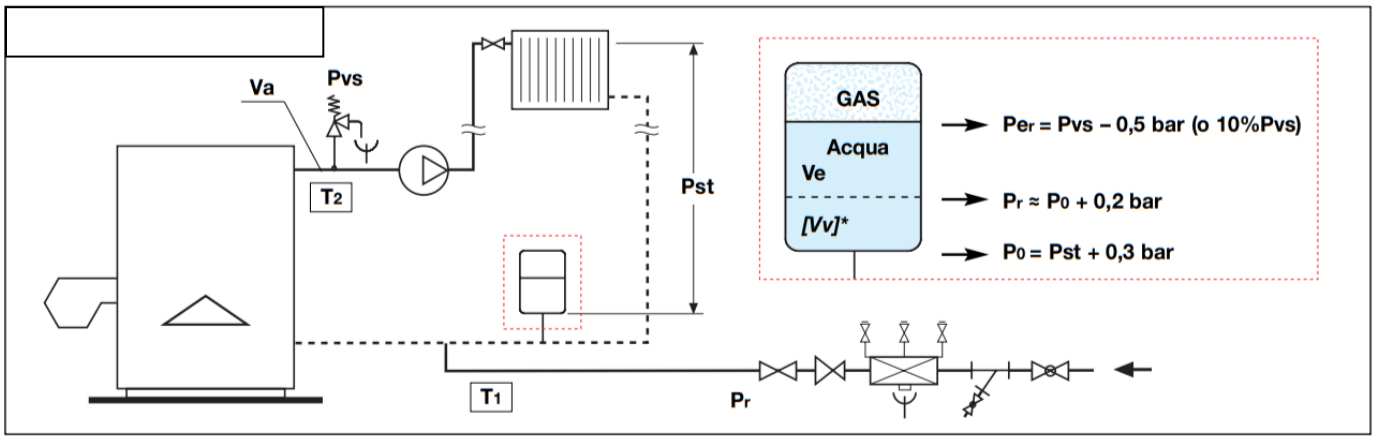
*Si applica la formula (2) per il calcolo del volume del vaso **Vn**:*

$$Vn = \frac{0{,}028 \cdot 600}{1 - \frac{4{,}5}{6{,}5}} = 54{,}54 \text{ l}$$

Verrà scelto quindi un vaso da 60 l *(che dovrà essere precaricato a 3,5 bar)*

Pe = pressione assoluta finale lato gas (bar) data dalla pressione massima relativa di esercizio dell'impianto P_{er} + pressione atmosferica (1 bar).

$$Pe = P_{er} + 1$$



Metodo di dimensionamento

e = coefficiente di espansione dell'acqua, calcolato in base alla massima differenza tra la temperatura dell'acqua ad impianto freddo (T_1) e quella massima d'esercizio (T_2)

$$e = n/100$$

tm = temperatura massima ammissibile in gradi Celsius riferita all'intervento dei dispositivi di sicurezza

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

Per valori di temperatura pari a 110°C, n = 5,029

Definizione volumi

Vn = volume del vaso (l), da calcolare
Va = contenuto di acqua dell'impianto (l)
Ve = volume di espansione dovuto al riscaldamento dell'acqua (l)

Definizione pressioni - le pressioni sotto riportate sono tutte pressioni misurate al manometro (pressioni relative):

Pst = pressione idrostatica nel punto di installazione (bar)
Pvs = pressione di taratura della valvola di sicurezza (bar)
P0 = pressione di precarica vaso lato gas (bar) uguale alla pressione idrostatica aumentata di un valore di pressione cautelativo per assicurare che non vi siano depressioni nell'impianto (bar)

$$P_0 = Pst + 0{,}3 \text{ bar}$$

NOTA:

Pr = pressione di riempimento impianto lato acqua (bar)

*Per compensare eventuali perdite nel circuito è buona pratica fare in modo che un minimo volume **[Vv]*** di acqua sia già contenuto nel vaso nella fase iniziale. Per far si che questo volume **[Vv]***, consigliato **pari allo 0,5% di Va** (con un minimo di 3 litri) entri nel vaso a freddo, occorre riempire l'impianto con Pr di riempimento pari a:*

$$P_r \approx P_0 + 0{,}2 \text{ bar}$$

Pressione minima di caricamento raccomandata Pr ≥ 1 bar

Per = pressione massima di esercizio dell'impianto lato gas (bar) ovvero Pvs diminuita di un valore di pressione che previene l'apertura della valvola di sicurezza

$$P_{er} = Pvs - 0{,}5 \text{ bar (10\% Pvs se Pvs > 5 bar)}$$

Tabella indicativa coefficiente "n" al variare della temperatura "T (°C)", relativo alla temperatura di 10°C, con e senza glicole "%"

°C	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
% glicole																
0			0	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,7	2,3	2,9	3,6	4,3	5,2	6,0	6,9
10			0,1	0,3	0,5	0,7	1,1	1,5	2,0	2,6	3,2	3,9	4,6	5,5	6,3	7,3
20			0,2	0,5	0,8	1,1	1,4	1,8	2,3	2,9	3,5	4,2	4,9	5,8	6,7	7,6
30		0,1	0,4	0,7	1,0	1,3	1,6	2,1	2,6	3,1	3,8	4,4	5,2	6,0	6,9	7,8
40	0,4	0,7	1,0	1,3	1,5	1,7	2,1	2,5	3,0	3,6	4,2	4,9	5,6	6,4	7,3	8,2
50	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,0	2,4	2,8	3,3	3,9	4,5	5,2	5,9	6,7	7,6	8,5

La capacità di un vaso d'espansione chiuso a membrana (diaframma) per impianti di riscaldamento viene calcolata applicando la seguente formula:

$$Vn = \frac{e \cdot Va\ [+\ Vv]^*}{1 - \frac{Pa}{Pe}} \qquad (1)$$

Pressioni assolute

Pa = pressione assoluta iniziale lato gas (bar) pari alla pressione **P0** più la pressione atmosferica (1 bar)

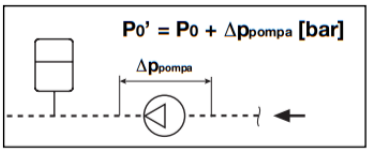
$$Pa = P_0 + [+\ \Delta p]^{**} + 1$$

Pe = pressione assoluta finale lato gas (bar), data dalla **Per** più la pressione atmosferica (1 bar)

$$Pe = P_{er} + 1 = Pvs - 0{,}5 \text{ bar [oppure -10\% Pvs]} + 1$$

****Montaggio del vaso dopo la pompa di circolazione**

Il montaggio del vaso a valle del circolatore prevede che il calcolo di Pa tenga in conto della prevalenza della pompa stessa **[Δp_{pompa}]**:**



$$Pa' = P_0 + \Delta p_{pompa} \text{ [bar]} + 1 \text{ bar}$$

Tenendo conto che in quest'ultima formula la pressione di precarica (al manometro) lato gas è data da:

$$P_0' = P_0 + \Delta p_{pompa} \text{ [bar]}$$

Esempio:

Dimensionare un vaso di espansione per un impianto di riscaldamento avente le seguenti caratteristiche:

Va = *contenuto di acqua dell'impianto =* ***1000 l***
Vv = ***5 l*** *(0,5% di Va)*
tm = ***110°C***
n = ***5,029***
e = *n/100 =* ***0,05029***
Pst = *pressione idrostatica nel punto di installazione =* ***2,3 bar***
Pvs = *pressione di taratura della valvola di sicurezza =* ***4 bar***

Soluzione:

P0 = *pressione di precarica vaso lato gas = Pst + 0,3 bar = 2,3 + 0,3 =* ***2,6 bar***
Per = *pressione massima di esercizio dell'impianto lato gas = Pvs – 0,5 bar = 4 – 0,5 = 3,5 bar*

Pa = *pressione assoluta iniziale lato gas = P0 + 1 = 2,6 + 1 =* ***3,6 bar***
Pe = *pressione assoluta finale lato gas = Per + 1 = 3,5 +1 =* ***4,5 bar***

Si applica la formula (1) per il calcolo del volume del vaso ***Vn****:*

$$Vn = \frac{0{,}05029 \cdot 1000 + 5}{1 - \frac{3{,}6}{4{,}5}} = 276{,}45 \text{ l}$$

Verrà scelto quindi un vaso da 300 l *(che dovrà essere precaricato a 2,6 bar)*

MOTO LAMINARE E MOTO TURBOLENTO NEI FLUIDI

La definizione di viscosità implica che il moto del fluido può essere suddiviso in singoli strati che si spostano l'uno contro l'altro. Un tale flusso stratificato è anche chiamato flusso laminare .

Se si immaginano nel pensiero particelle prive di massa che si introducono in un tale flusso, allora queste si muoverebbero lungo percorsi rettilinei con il flusso.
Questi percorsi di flusso immaginari sono anche chiamati linee di flusso .

Le linee di flusso sono percorsi di flusso immaginari su cui si muoverebbero particelle prive di massa in un fluido!

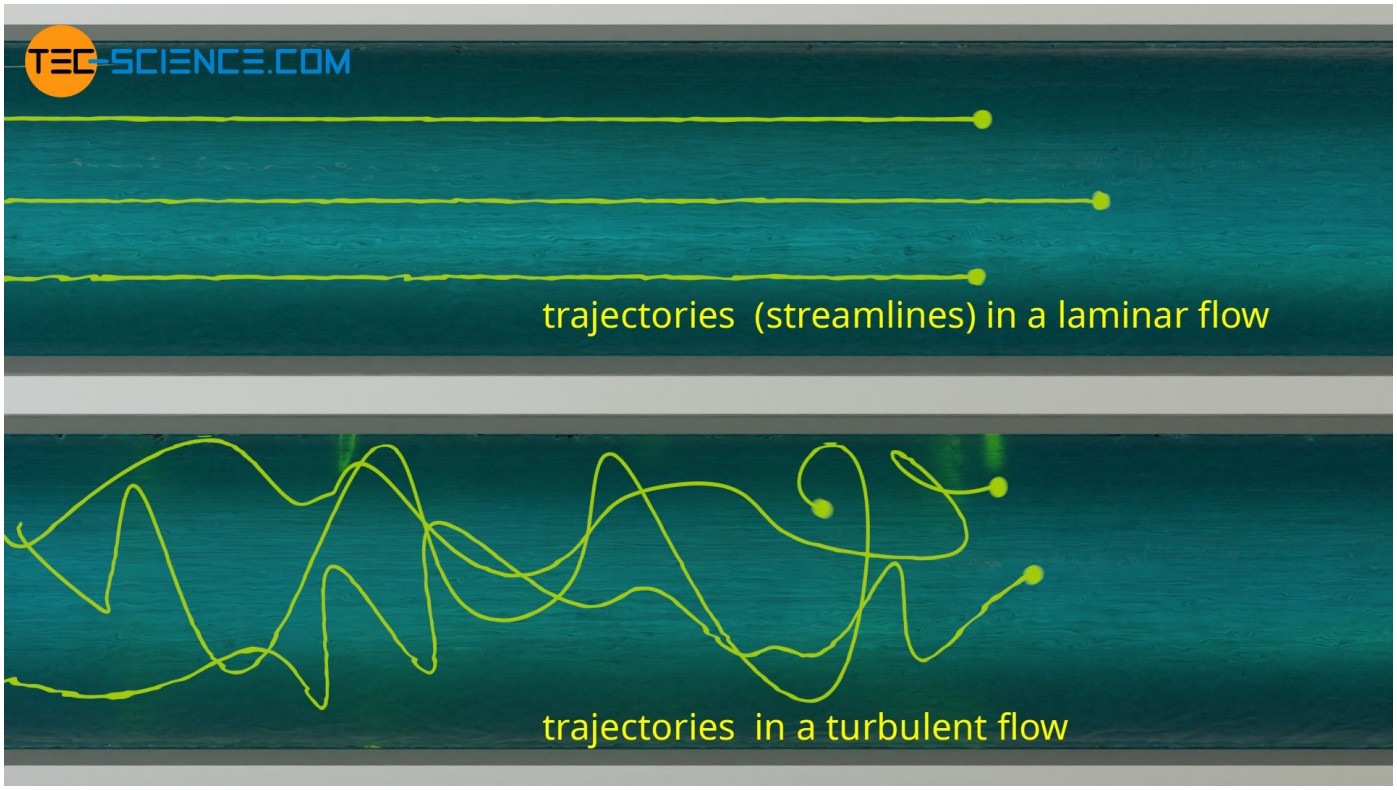


Figura: Traiettorie in un flusso laminare e turbolento

Ad alte velocità di flusso, tuttavia, si verifica turbolenza nei fluidi, in modo che il flusso laminare non si verifichi più. In questo caso si parla di flusso turbolento . Il flusso turbolento è causato da disturbi nel flusso ben ordinato, che sono sempre presenti. Tuttavia, questi disturbi possono essere compensati in una certa misura da una coesione interna relativamente forte del fluido, in modo che il flusso rimanga laminare.

Ad alte velocità di flusso, tuttavia, le forze inerziali delle particelle fluide sono così grandi che i disturbi non possono più essere compensati dalle forze di coesione . Si formano flussi incrociati che interferiscono con il flusso principale e quindi portano alla formazione di vortici.

La velocità del flusso alla quale si generano tali vortici o turbolenze è determinata dalla viscosità cinematica . Dopotutto, un'elevata viscosità cinematica significa una coesione interna relativamente forte del fluido, che è in grado di compensare i disturbi.

Il tipo di flusso (cioè se laminare o turbolento) è quindi determinato dal rapporto tra inerzia e viscosità del fluido. Questo rapporto è espresso dal cosiddetto numero di Reynolds Re. È determinato dalla velocità di flusso (media) v e dalla viscosità cinematica v (lettera greca minuscola Nu) del fluido. D'altra parte, il numero di Reynolds è determinato dalla dimensione spaziale del flusso. Nel caso di un tubo è il diametro del tubo d. In questo contesto si parla generalmente della cosiddetta lunghezza caratteristica .
Poiché la viscosità cinematica è correlata alla viscosità dinamica dalla densità, il numero di Reynolds può anche essere espresso in termini di viscosità dinamica η:

$$\boxed{Re := \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\eta}} \quad \text{Reynolds number} \quad [Re] = 1$$

1

Il numero di Reynolds è un parametro di somiglianza adimensionale per descrivere i processi di flusso per i flussi forzati. Solo se i numeri di Reynolds sono identici, si ottengono processi di flusso fisicamente simili indipendentemente dalle dimensioni del sistema.

Il numero di Reynolds è molto importante per tutti i tipi di flussi. Nell'industria chimica, ad esempio, le sostanze gassose e liquide vengono molto spesso pompate attraverso le tubazioni. Tuttavia, prima che gli impianti chimici vengano costruiti su scala reale, vengono prima testati o studiati su scala ridotta (ad esempio in un laboratorio o in un impianto pilota). Per ottenere lo stesso o "simile" comportamento del flusso come in seguito nella scala reale, il numero di Reynolds deve essere lo stesso su tutte le scale. Il numero di Reynolds viene quindi determinato su piccola scala e quindi applicato alla scala reale.

Il numero di Reynolds è molto importante anche per i test sui modelli nelle gallerie del vento o nei canali d'acqua. Anche in questo caso vale quanto segue: solo se i numeri di Reynolds nell'esperimento modello corrispondono ai numeri di Reynolds reali, nell'esperimento modello si possono ottenere risultati validi che possono essere trasferiti alla realtà. Nel caso di oggetti attorno ai quali si verifica un flusso, la lunghezza caratteristica L per il calcolo del numero di Reynolds corrisponde alla lunghezza dell'oggetto nella direzione del flusso:

$$\boxed{Re = \frac{v \cdot L}{\nu} = \frac{v \cdot L \cdot \rho}{\eta}}$$

2

Figura: Modello di aeromobile in una galleria del vento per studiare il flusso attorno all'aeromobile

NUMERO DI REYNOLDS IN RECIPIENTI DI MISCELAZIONE

In chimica rivestono grande importanza anche i flussi che si generano durante la miscelazione di liquidi.
Il tipo di flusso che si verifica dipende dalla velocità con cui la paletta si muove attraverso il liquido.

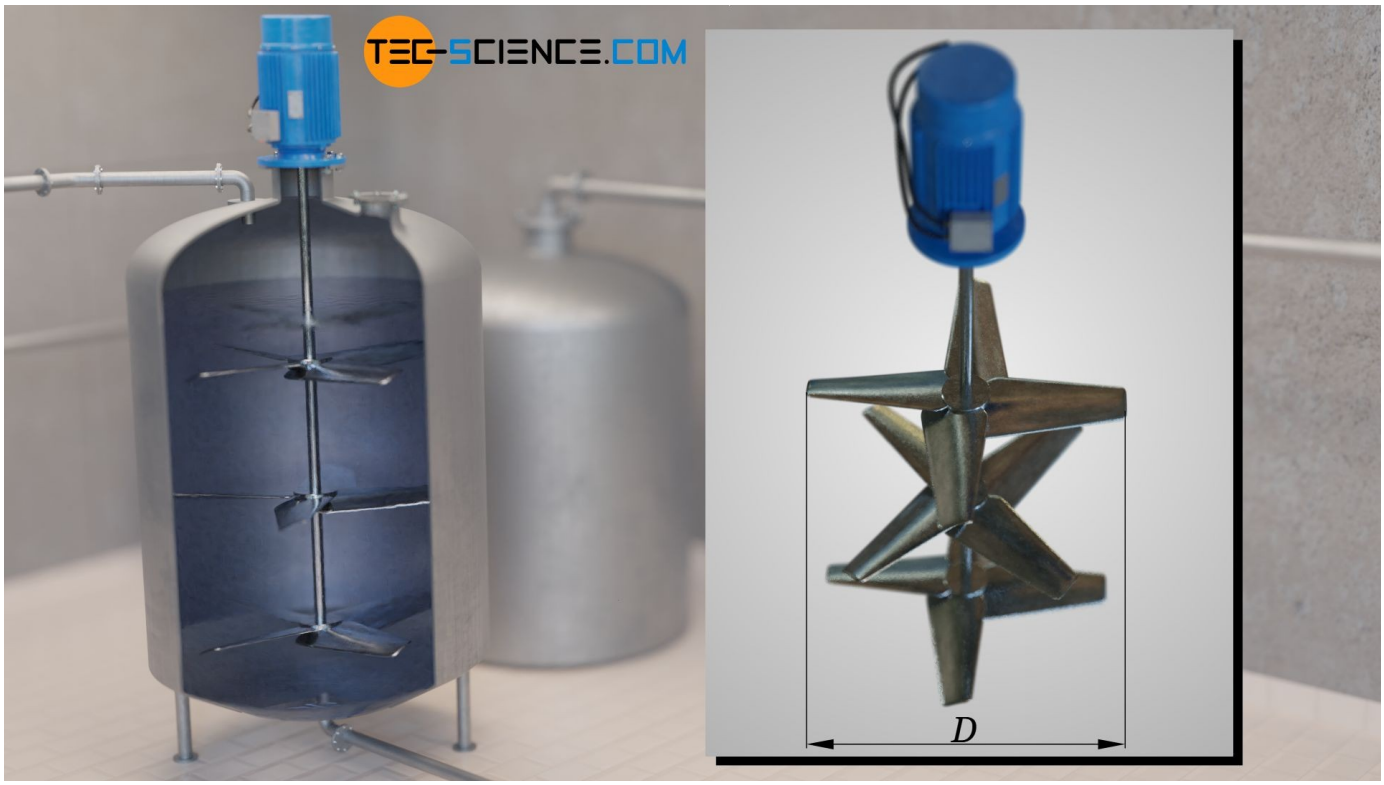


Figura: Determinazione del numero di Reynolds di un flusso in un recipiente agitatore

Il punto di riferimento per la velocità è la parte più esterna della paletta. Questa velocità dipende quindi dal diametro D e dalla frequenza f della paletta rotante v~D·f). Anche se questa non è l'effettiva velocità di flusso del fluido, per ragioni pratiche questa velocità è ancora utilizzata come velocità di flusso per definire un numero di Reynolds. In questo particolare caso di recipienti agitati, il numero di Reynolds Re v è determinato come segue (la frequenza è da dare in unità di giri al secondo):

$$\boxed{Re_{\mathrm{v}} = \frac{f \cdot D^2}{\nu} = \frac{f \cdot D^2 \cdot \rho}{\eta}}$$

3

NUMERI DI REYNOLDS CRITICI (TRANSIZIONE DA FLUSSO LAMINARE A FLUSSO TURBOLENTO)

La transizione dal flusso laminare al flusso turbolento è stata studiata empiricamente per diversi tipi di flussi.
Per i flussi nei tubi, una transizione dal flusso laminare a quello turbolento avviene a numeri di Reynolds intorno a 2300.

Questo è anche chiamato numero di Reynolds critico .
La transizione dal flusso laminare a quello turbolento può variare fino a numeri di Reynolds di 10.000.

Il numero di Reynolds critico è il numero di Reynolds al quale ci si aspetta che un flusso laminare si trasformi in un flusso turbolento!

Quando un fluido scorre su una piastra piana, è prevedibile un flusso turbolento se i numeri di Reynolds sono maggiori di 100.000. In recipienti agitati, i numeri critici di Reynolds sono circa 10.000. In questo caso, i flussi turbolenti non devono essere uno svantaggio, ma contribuiscono essenzialmente alla rapida miscelazione!

Tuttavia, nel caso di veicoli o aeroplani, i flussi turbolenti sono generalmente svantaggiosi, poiché alla fine comportano una dissipazione di energia. Ecco perché questi oggetti dovrebbero essere progettati in modo aerodinamico, in modo che non si verifichino turbolenze.

TIPICI NUMERI DI REYNOLDS PER FLUSSI DI TUBI

In ingegneria, abbiamo spesso a che fare con flussi attraverso tubi. Si pensi ad esempio alle condutture dell'acqua o del gas negli edifici. In tali tubazioni le velocità di flusso nel caso dell'acqua sono dell'ordine di 1 m/s.

Il diametro interno dei tubi dell'acqua è di circa 20 mm.

Con una viscosità dinamica dell'acqua di 1 mPas (millipascal secondo) e una densità di 1000 kg/m³, si ottengono già numeri di Reynolds dell'ordine di 20.000!

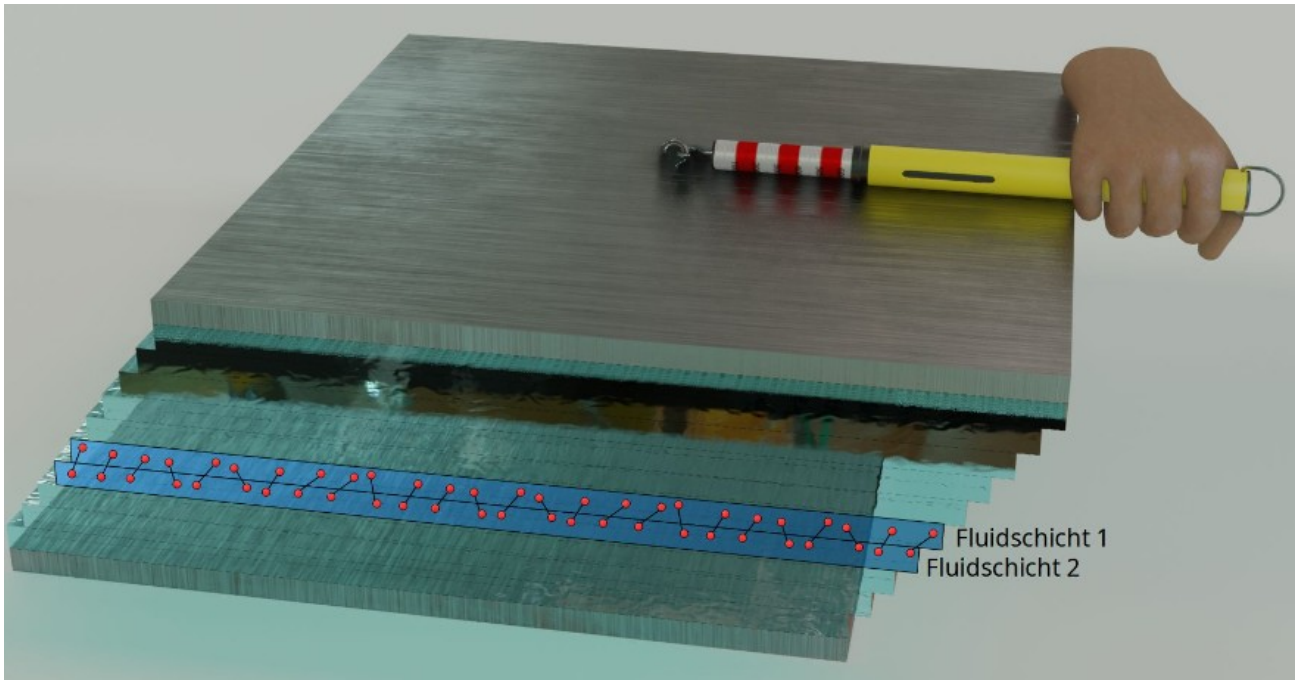
Risultati simili si ottengono per gasdotti di gas naturale con un diametro di 50 mm e una velocità di flusso di 5 m/s.

Con una densità di 0,7 kg/m³ e una viscosità dinamica di 11 µPas, si ottengono numeri di Reynolds di 15.000.

Questi esempi mostrano che nella pratica tecnica i flussi di tubi turbolenti si verificano molto più frequentemente dei flussi laminari!

VISCOSITA' DI UN FLUIDO

La viscosità di un fluido è una misura della resistenza interna allo scorrimento dei vari strati che lo compongono.
È causata dalle forze intermolecolari e dal trasporto di quantità di moto all'interno del fluido.



La viscosità è una misura della resistenza al flusso interno di un fluido.

Se si osserva il comportamento del flusso dell'acqua rispetto al miele, si notano grandi differenze.

Se si versano queste sostanze per esempio su un piano inclinato, allora il miele scorre chiaramente più lentamente dell'acqua.

Il miele mostra per così dire un'elevata resistenza allo scorrimento, è quindi meno fluido . Questa caratteristica della resistenza al flusso è chiamata viscosità nel linguaggio tecnico.

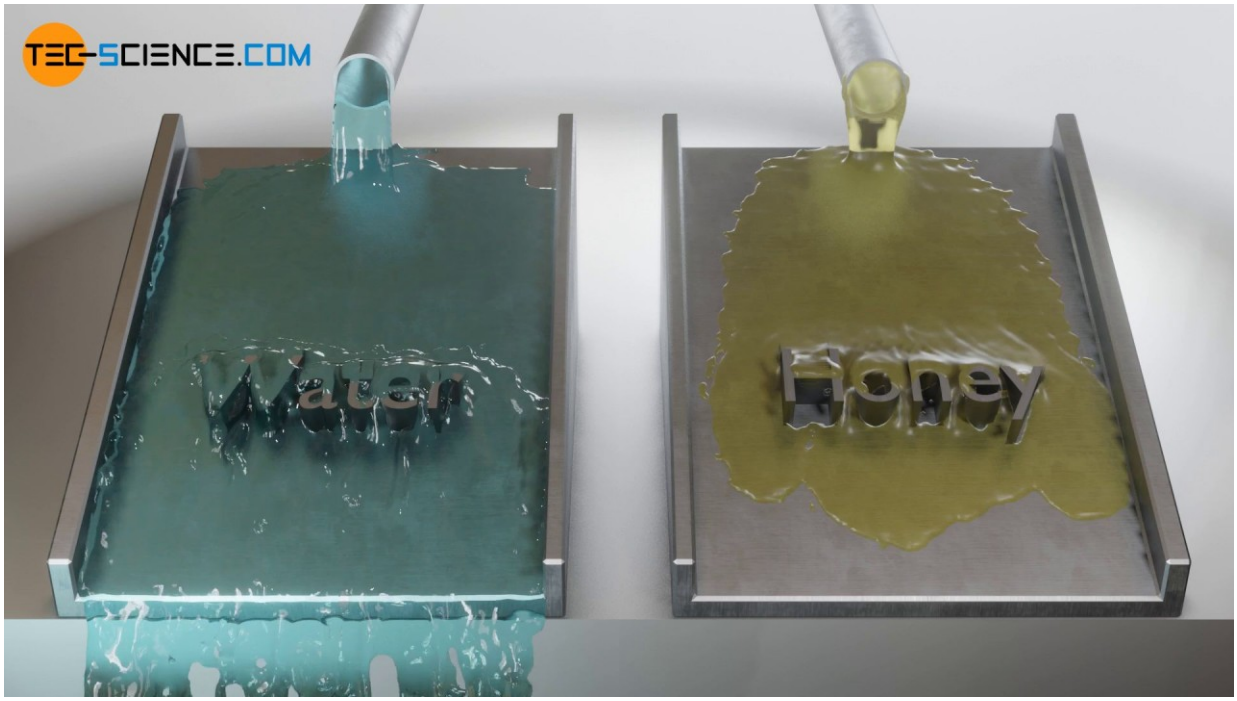


Figura: comportamento del flusso di un fluido a bassa viscosità (ad es. acqua) e di un fluido ad alta viscosità (ad es. miele)

Non solo i liquidi mostrano un comportamento viscoso, ma anche i gas. Con i gas la viscosità è comunque meno pronunciata.

DIPENDENZA DALLA TEMPERATURA DELLA VISCOSITÀ

La viscosità è generalmente dipendente dalla pressione e soprattutto dalla temperatura. Con i liquidi, la viscosità diminuisce all'aumentare della temperatura. Questo comportamento è mostrato molto chiaramente con miele o burro, per esempio.
Se queste sostanze vengono riscaldate, diventano più fluide, quasi come liquidi “reali”, cioè la viscosità diminuisce.
Ma anche l'acqua mostra una pronunciata dipendenza dalla temperatura.
Ad esempio, l'acqua ha una viscosità di 1,5 mPa·s a 5°, a 20 °C la viscosità è diminuita di un terzo a 1,0 mPa·s.

Figura: Diminuzione della viscosità del burro all'aumentare della temperatura

Questo fenomeno può essere spiegato dall'aumento della spaziatura atomica dovuto all'espansione termica, che è associata ad un aumento della temperatura. Se le distanze atomiche aumentano a causa di un aumento della temperatura, le forze di attrazione intermolecolari diminuiscono. Puoi illustrare la situazione con due magneti. A piccole distanze i magneti si attraggono l'un l'altro in modo relativamente forte. Con l'aumentare della distanza, le forze attrattive diminuiscono. Sebbene le forze atomiche non siano forze magnetiche, ma forze elettrostatiche, le leggi sono simili in entrambi i casi. Trasferito agli atomi di un fluido, ciò significa che gli strati fluidi non aderiscono più così fortemente l'uno all'altro all'aumentare della distanza tra le molecole.

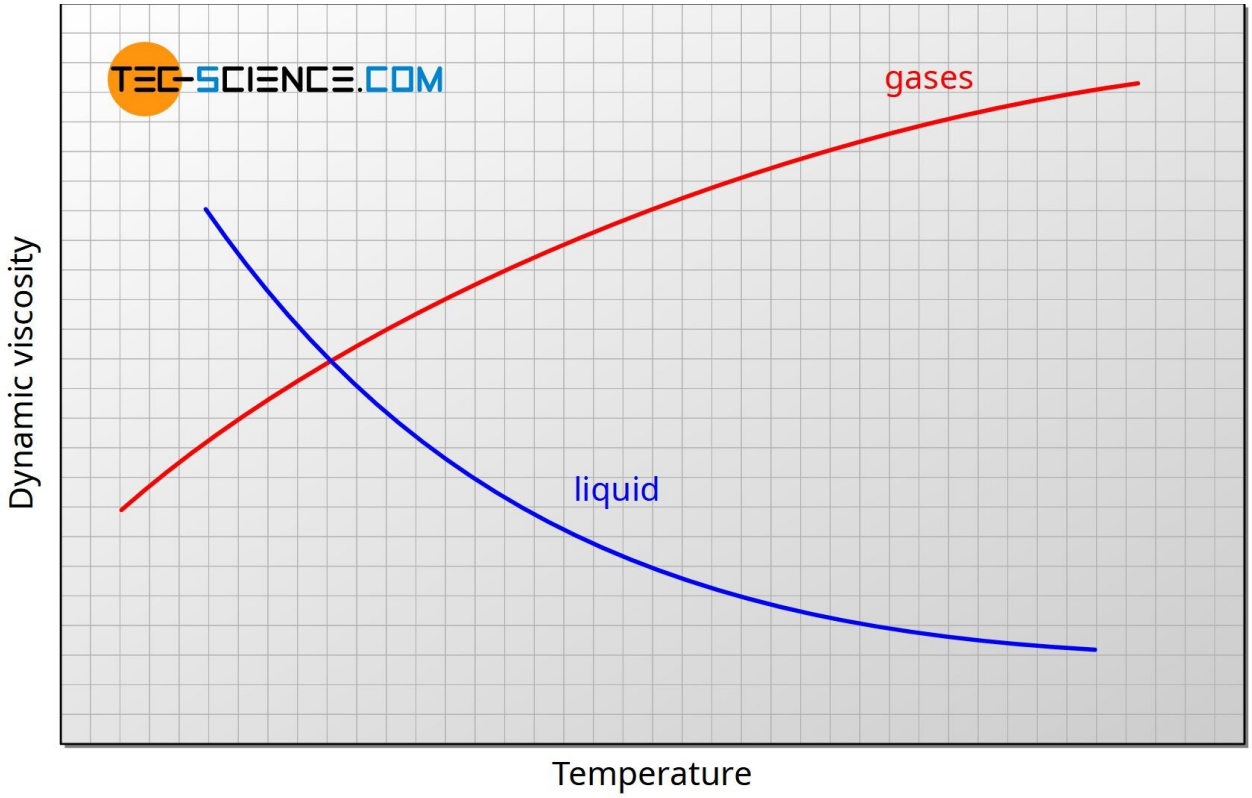


Figura: viscosità dinamica di gas e liquidi in funzione della temperatura

FORMULE PER IL CALCOLO DELLA VISCOSITÀ DELL'ARIA E DELL'ACQUA

In molti casi pratici, i fluidi che scorrono sono aria (ad esempio nelle gallerie del vento) o acqua (ad esempio nei tubi).

Per aria alla pressione di 1 bar, la viscosità dinamica nell'intervallo di temperatura compreso tra -20 °C e 400 °C può essere determinata con buona approssimazione utilizzando la formula sotto riportata.

Le deviazioni dai valori della letteratura sono inferiori all'1%.

La temperatura deve essere utilizzata nell'unità Kelvin per calcolare la viscosità nell'unità Pa·s.

$$\boxed{\eta_{\text{air}}(T) = 2.791 \cdot 10^{-7} \cdot T^{0.7355}} \quad \text{Pa·s}$$

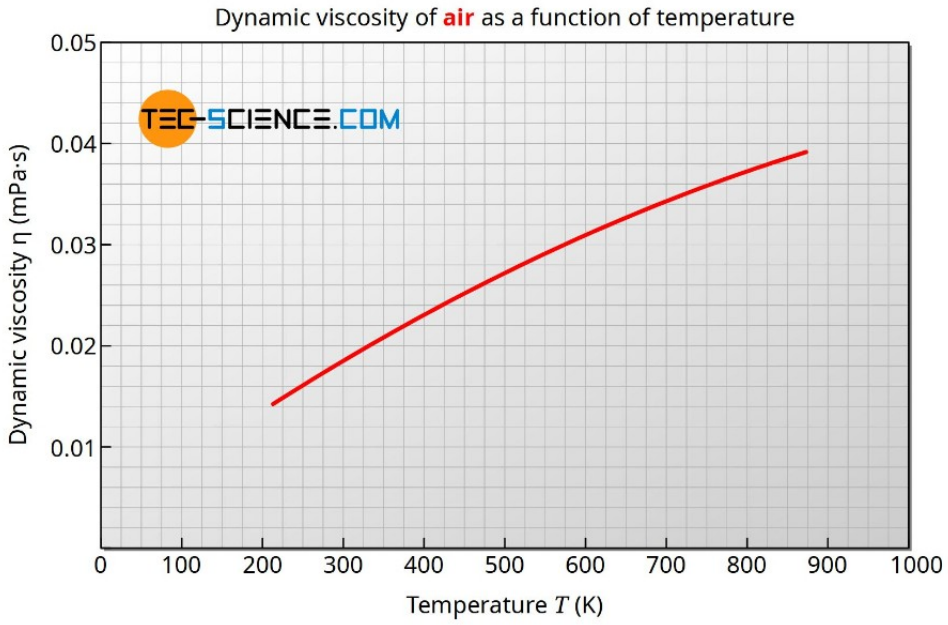


Figura: viscosità dinamica dell'aria in funzione della temperatura

La viscosità dinamica dell'acqua alla pressione di 1 bar può essere determinata nell'intervallo di temperatura compreso tra 0 °C e 100 °C con una deviazione inferiore all'1% dai valori di letteratura utilizzando la formula riportata di seguito.

La temperatura deve essere usata nell'unità Kelvin, in modo che il risultato sia dato nell'unità Pa·s.

$$\boxed{\eta_{\text{water}}(T) = \frac{1}{0.1 \cdot T^2 - 34.335 \cdot T + 2472}} \quad \text{Pa·s}$$

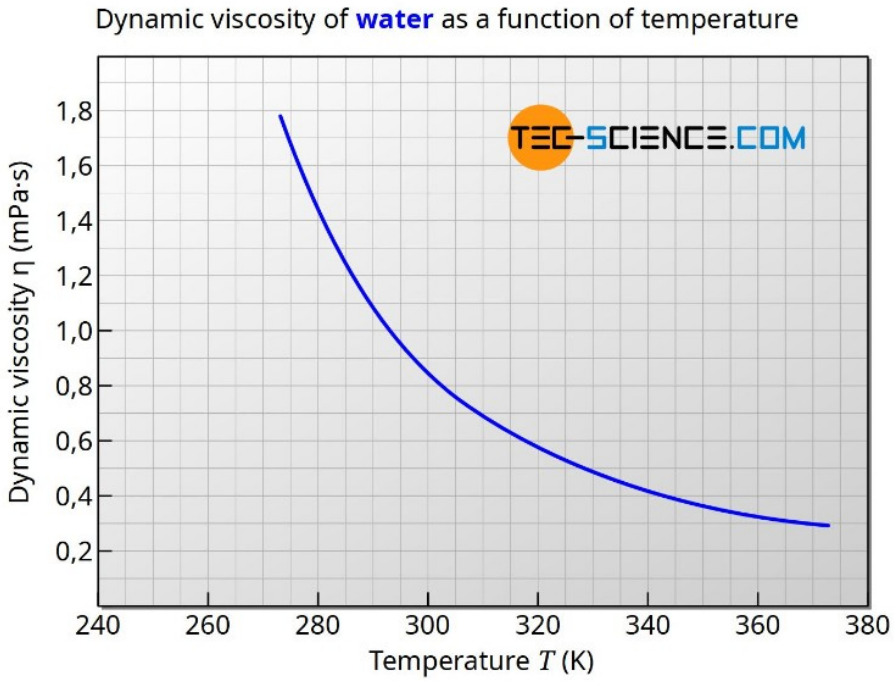


Figura: viscosità dinamica dell'acqua in funzione della temperatura

La diminuzione della viscosità a temperature elevate può essere “sentita” anche nel caso dell'acqua! Se versi acqua fredda in un bicchiere, il tono è significativamente più alto rispetto all'acqua calda. La causa è la minore viscosità dell'acqua calda, che porta a bolle più grandi durante il versamento. La dimensione di queste bolle a sua volta influisce sul suono, in modo che l'acqua fredda con una viscosità più elevata sia udibilmente diversa dall'acqua calda con una viscosità inferiore.

VISCOSITÀ DINAMICA E CINEMATICA

Quando si parla di viscosità, di solito si intende la viscosità dinamica η come definita nella sezione precedente.

Il comportamento del flusso di liquidi o gas non è determinato solo dalla viscosità di un fluido, ma anche dalla sua densità.

Per la caratterizzazione del comportamento del flusso è quindi utile considerare la viscosità in relazione alla densità.

Se la viscosità è correlata alla densità del fluido, allora si parla anche di viscosità cinematica ν (lettera greca minuscola Nu).

L'unità di viscosità cinematica è m²/s.

$$\boxed{\nu = \frac{\eta}{\rho}} \quad \text{kinematic viscosity} \quad [\nu] = \frac{\mathrm{m}^2}{\mathrm{s}}$$

La viscosità cinematica mette in relazione la viscosità di un fluido con la sua densità ed è una misura di quanto sia "pastoso" un fluido. È determinato dal quoziente di viscosità dinamica e densità!

Un'elevata viscosità cinematica significa che il fluido ha una viscosità molto elevata rispetto alla sua densità. Colloquialmente si direbbe che il fluido si comporta in modo relativamente pastoso . Contrariamente alla viscosità dinamica, la viscosità cinematica è fortemente dipendente dalla pressione specialmente nel caso di gas.

Come già indicato, la viscosità cinematica gioca un ruolo importante nel comportamento del flusso di un fluido. È un fattore decisivo per determinare la suscettibilità di un fluido che scorre alla turbolenza. Ha quindi una grande influenza sulla velocità con cui un fluido cambia da flusso laminare a flusso turbolento.

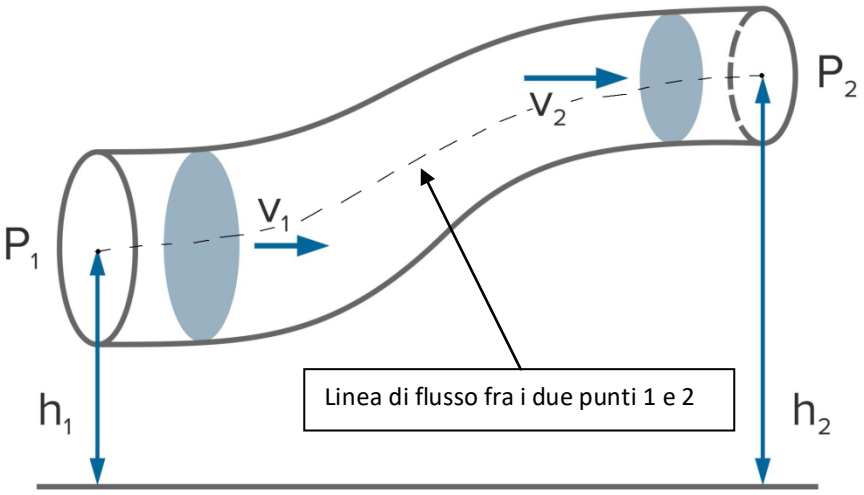
Nota sulla terminologia

La viscosità cinematica descrive il comportamento del flusso, cioè la cinematica del flusso.
La viscosità dinamica, invece, descrive le forze agenti, cioè la dinamica del flusso.

PERDITE DI ENERGIA NEGLI IMPIANTI

L'energia totale di un fluido in movimento, in una generica sezione del condotto, è data dalla somma della pressione statica p, della pressione dinamica $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2$ e della pressione idrostatica $\rho \cdot g \cdot h$:

$$p + \frac{1}{2}\rho\, v^2 + \rho g h = CONST.$$



PERDITE DI ENERGIA LOCALIZZATA

Per perdita di energia localizzata si intende la perdita di energia subita dal fluido che scorre in un condotto a causa delle brusche variazioni di direzione del fluido.

Se questa perdita di energia è eccessiva il fluido potrebbe non essere in grado di muoversi.

Le perdite localizzate si calcolano tramite coefficienti "K" adimensionali legati alla geometria del tubo o elemento attraversato dal fluido. I vari K si ricavano da opportune tabelle.

$Y_L = \sum K * v^2/2g$ [m] → moltiplicare x ρg per ottenere i Pascal (perdita di pressione).

COEFFICIENTI PER CURVE E DIRAMAZIONI

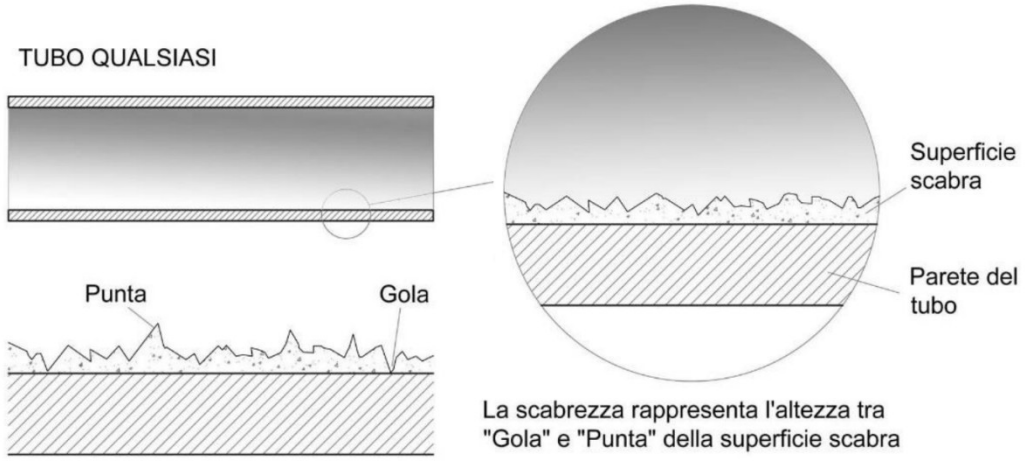
	Diametro interno tubi in acciaio inox, rame e materiale plastico	8 ÷ 16 mm	18 ÷ 28 mm	30 ÷ 54 mm	> 54 mm
	Diametro tubi in acciaio	3/8" ÷ 1/2"	3/4" ÷ 1"	1 1/4" ÷ 2"	> 2"
Tipo di resistenza localizzata	**Simbolo**				
Curva stretta a 90° **r/d = 1,5**		2,0	1,5	1,0	0,8
Curva normale a 90° **r/d = 2,5**		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			

COEFFICIENTI PER VALVOLE E COMPONENTI

Diametro interno tubi in acciaio inox, rame e materiale plastico		8 ÷ 16 mm	18 ÷ 28 mm	30 ÷ 54 mm	> 54 mm
Diametro esterno tubi in 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 radiatore		3,0			
Passaggio attraverso caldaia a terra		3,0			

PERDITE DI ENERGIA DISTRIBUITA (PER ATTRITO)

Per perdita di energia distribuita si intende la perdita di energia subita dal fluido che scorre in un condotto a causa dell'attrito fra il fluido e le pareti del condotto . Se questa perdita di energia è eccessiva il fluido potrebbe non essere in grado di muoversi.



Si calcola con la seguente formula:

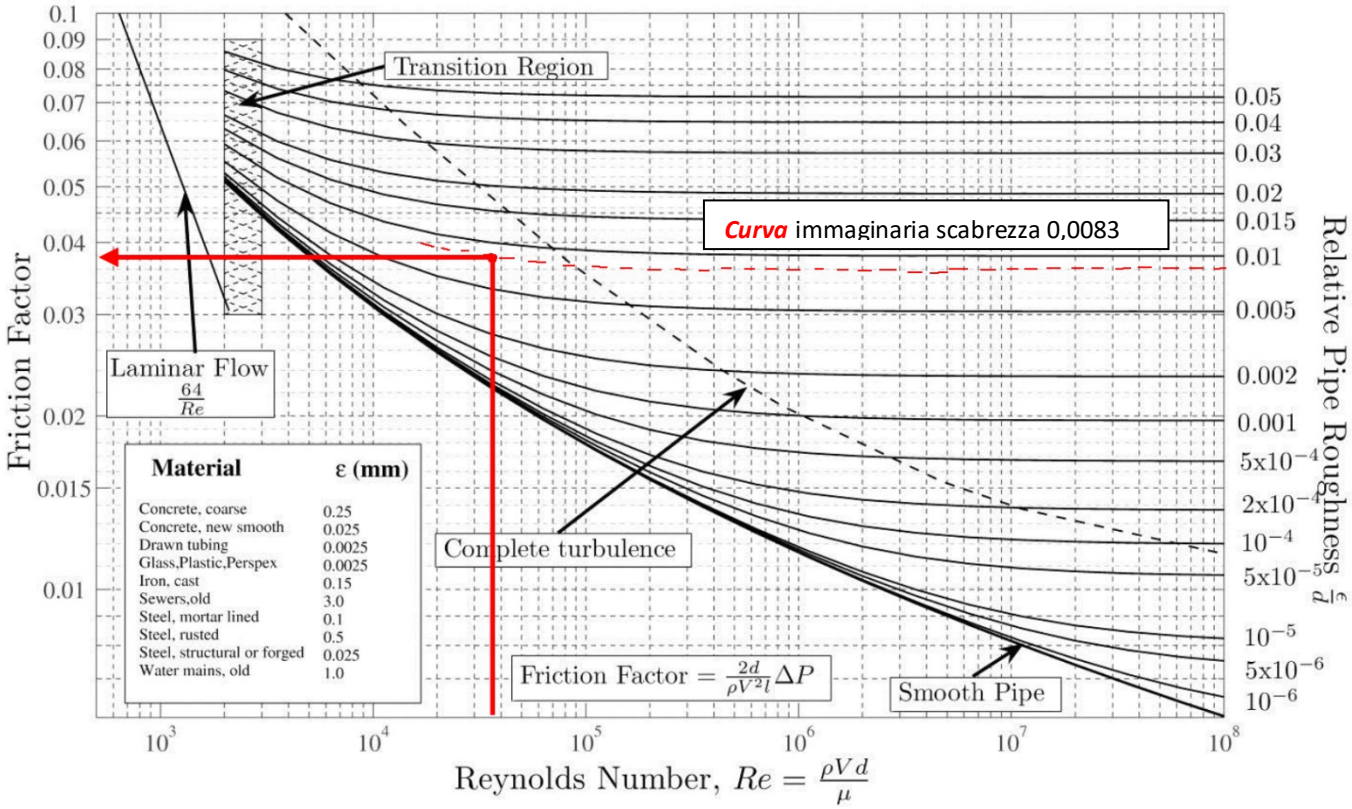
$Yc = f*L/D*v^2/2g$ [m] → moltiplicare x **ρg** per ottenere i **Pascal** (perdita di pressione).

Il coefficiente di attrito f si ricava dall'abaco di Moody o con formule empiriche.

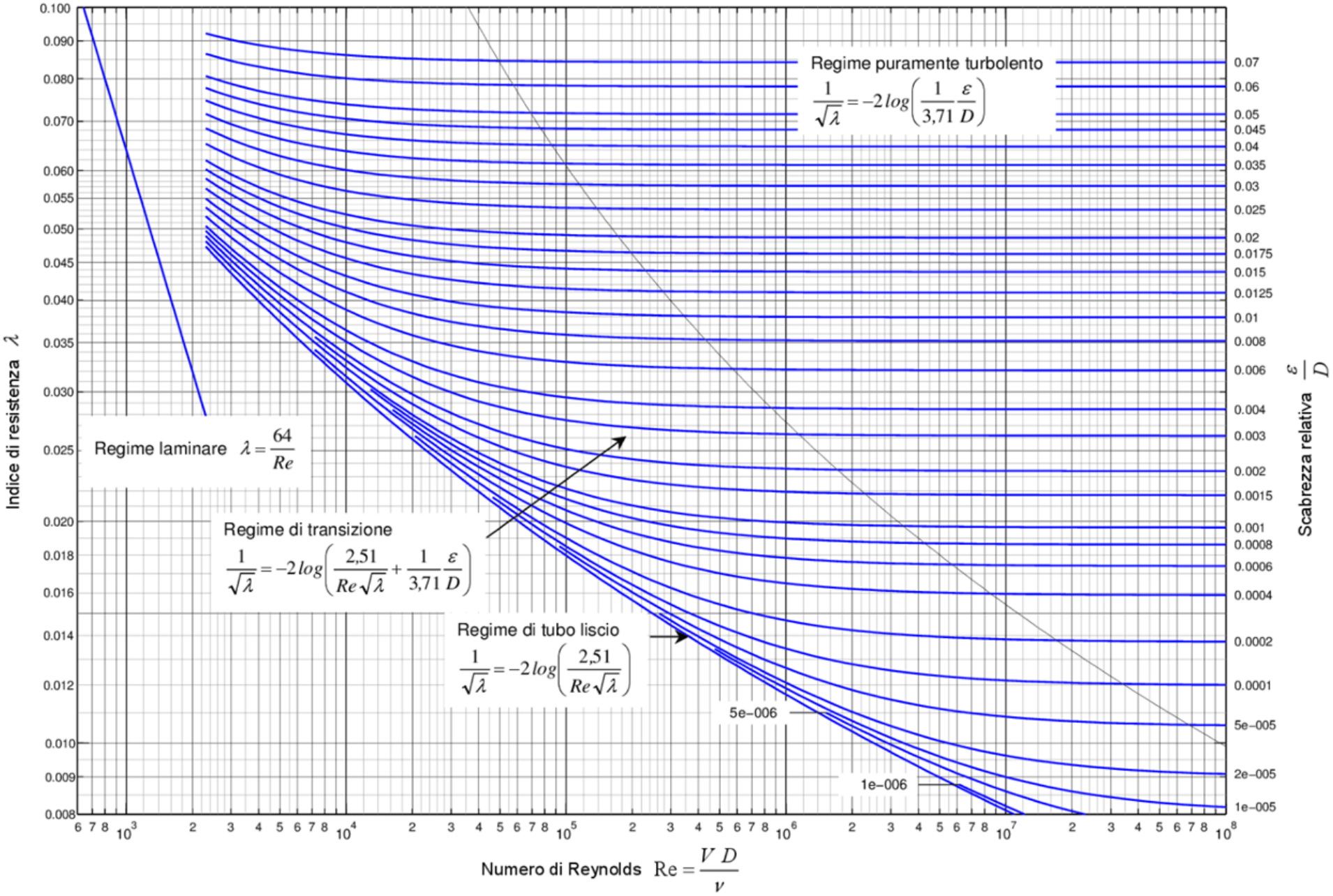
UTILIZZO ABACO DI MOODY

Noti il numero di Re e la scabrezza relativa ε/D si ricava il coefficiente di attrito come in figura.

Es. Re= 36000 e ε/D= 0,0083 → f= 0,038



Abaco di Moody



VISCOSITÀ DEI FLUIDI

Valori di viscosità in **mm^2/s**
o unità equivalenti : **cSt** (CentiStokes), **cP** (Centipoise).

Fluido:	0 °C	10 °C	20 °C	40 °C	50 °C	100 °C	200 °C
Mercurio	0,13	0,12	0,12		0,11		
Ammoniaca	0,31	0,29	0,27		0,2		
Benzina	0,8	0,7	0,6		0,45		
Acqua salata	2,5	1,8	1,2		0,8	0,45	0,15
Cherosene	4,2	2,8	2,4		1,3	0,9	
Olio lubrificante (SAE 30)	2000	600	280		55	12	2
Olio diatermico (ISO VG 32)					29	5,2	
Olio idraulico (HLP 32)			85	32	18	5,4	
Olio idraulico (HLP 46)			146	46	28	6,9	
Olio idraulico (HLP 68)				68	43	9	
Olio idraulico (HLP 100)				105		12	
Metano	12	14	15		18	22	35
Aria	12	2,1	2,3		2,6	3,5	5,5
Vapore saturo	1800	1000	510		110	21	2,5
Acqua	1,9	1,4	1,1		0,55	0,3	

RUGOSITÀ SUPERFICIALE TUBATURE

Valori di ε per alcuni materiali

Materiali	ε (mm)
Rame, ottone lucido, tubi plastica	0,0015
Acciaio nero	0,045
Acciaio zincato	0,150
Ghisa	0,250

Per il PEX si utilizza rugosità tipica di 7 micro = 0,0007 mm.

FOGLIO DI CALCOLO PER LE PERDITE DI CARICO NEGLI IMPIANTI

L'acqua che scorre nelle tubature deve vincere l'attrito con le pareti (perdite continue) e le perdite di energia dovute a brusche variazioni nella direzione del fluido (perdite localizzate).
Il coefficiente di attrito "f" si può trovare con formule empiriche (o l'abaco di Moody) nota la rugosità del tubo, la viscosità del fluido e il numero di Reynolds : Re = v D/viscosità con viscosità$_{H20}$ (20°C) = 1,1 * 10^{-6}

Le perdite di carico continue si calcolano col la formula
Yc = f*L/D*v^2/2g [m] → moltiplicare x **ρg** per ottenere i **Pascal** (perdita di pressione).

Le perdite localizzate invece si calcolano tramite coefficienti "K" adimensionali legati alla geometria del tubo o elemento attraversato dal fluido. I vari K si ricavano da opportune tabelle.

Y_L = ∑K * v^2/2g [m] → moltiplicare x ρg per ottenere i Pascal (perdita di pressione).

La somma delle due tipologie di perdite da quella TOTALE dell'impianto: **Ytot = Yc + Y_L**

CALCOLO PERDITE PER ATTRITO NEI TUBI

una approssimazione della formula di Colebrook-White, valida per $Re > 4000$, dove ε è la scabrezza equivalente in mm:

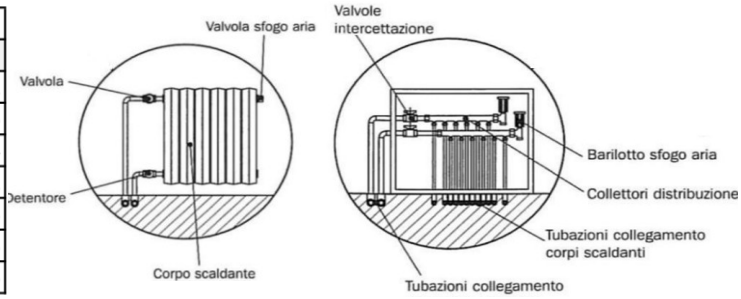
$$f = \frac{0.25}{\left[\ln\left(\frac{\varepsilon}{3.5D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2}$$

Rugosità PEX ε	0,007	mm

Locali	acqua Kg/s	effett. m/s	D int. eff. mm	Lunghezza tubi m	numero di Re	ε/D	Coeff. attrito	Perdite Yc m	Perdite Δp Pa
Camera 1	0,0603	0,39	14	22	4987	0,00050	0,038	0,464	4547
Camera 2	0,0411	0,36	12	15	3963	0,00058	0,040	0,339	3321
Bagno	0,0406	0,36	12	18	3914	0,00058	0,040	0,398	3900
Rip + dis.	0,0210	0,27	10	5	2435	0,00070	0,046	0,085	832
Sala + cucina R1	0,0536	0,47	12	8	5169	0,00058	0,037	0,285	2792
Sala + cucina R2	0,0536	0,47	12	25	5169	0,00058	0,037	0,889	8726
CALDAIA	0,2700	1,06	18	15	17374	0,00039	0,027	1,281	12563

CALCOLO PERDITE LOCALIZZATE

K coefficienti perdita localizzate		
tipologia	D 8-16	D 18-28
k curve 90 norm.	1,5	1
K curve >90	1	0,5
Valvola radiat.	4	4
Detentore	1	1
Radiatore	3	3
Caldaia	3	3
Filtri caldaia	5	5



Il circuito di ogni radiatore, in generale, presenta minimo 4 curve 90° lato radiatore e 2 curve 90° lato collettore.
Il circuito caldaia presenta minimo 6 curve 90° lato caldaia e 4 curve 90° lato collettore. Per entrambi abbiamo poi due passaggi nel collettore.

Locali	Portata acqua Kg/s	velocità effett. m/s	D int. eff. mm	K Curve 90°	K Curve >90°	K Valvole	K Detent.	K Altro	K tot	Yl m	Yc m	Y tot m	Perdite Δp KPa
Camera 1	0,0603	0,39	14	7,5	2	16	1		26,5	0,21	0,46	0,67	6,6
Camera 2	0,0411	0,36	12	12	0	16	1		29	0,20	0,34	0,53	5,2
Bagno	0,0406	0,36	12	6	1	16	1		24	0,16	0,40	0,55	5,4
Rip + dis.	0,0210	0,27	10	7,5	0	16	1		24,5	0,09	0,08	0,17	1,7
Sala + cucina R1	0,0536	0,47	12	6	1	16	1		24	0,27	0,28	0,56	5,5
Sala + cucina R2	0,0536	0,47	12	6	1	16	1		24	0,27	0,89	1,16	11,4
CALDAIA	0,2700	1,06	18	9	1	16	1	8	35	2,01	1,28	3,29	32,3
+ SFAVORITO												4,46	43,7

Formula di MOODY per 4000< Re< 10^7 e s <10^-2 con s = rugosità relativa

$$f = 5{,}5\,10^{-3}\left[1 + \left(200s + \frac{10^6}{\mathrm{Re}}\right)^{\frac{1}{3}}\right]$$

VERIFICA DEL CIRCOLATORE DELLA CALDAIA

Prima di procedere è necessario recuperare il diagramma caratteristico del circolatore della caldaia selezionata.

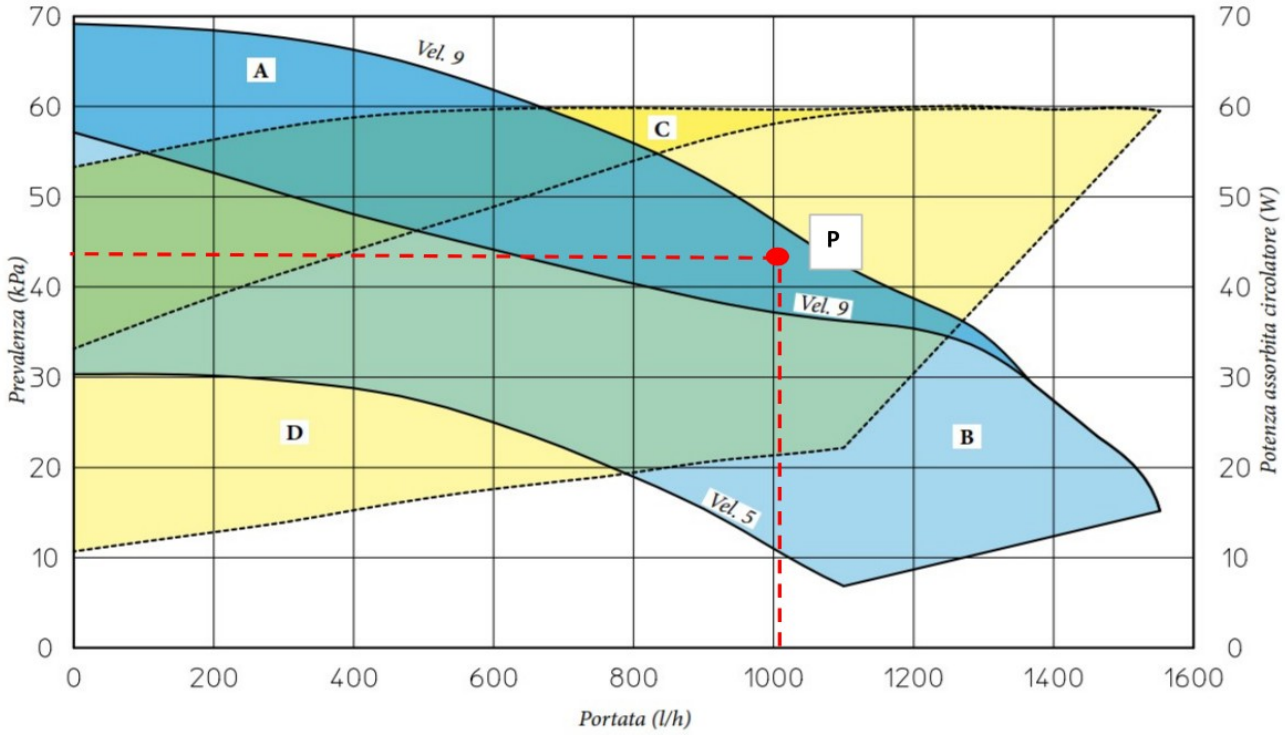
Per il nostro esempio quello della Immergas Vitrix 28 TT.

La prevalenza è il salto di pressione che la pompa dentro la caldaia è in grado di fornire con una determinata portata.

Se le perdite di carico massime dell'impianto sono maggiori della prevalenza della caldaia allora è necessario installare un circolatore aggiuntivo (in genere accade con grandi impianti di riscaldamento a pavimento e non con radiatori).

VERIFICA PREVALENZA DISPONIBILE ALL'IMPIANTO CON CALDAIA VITRIX IMMERGAS 28-35 TT

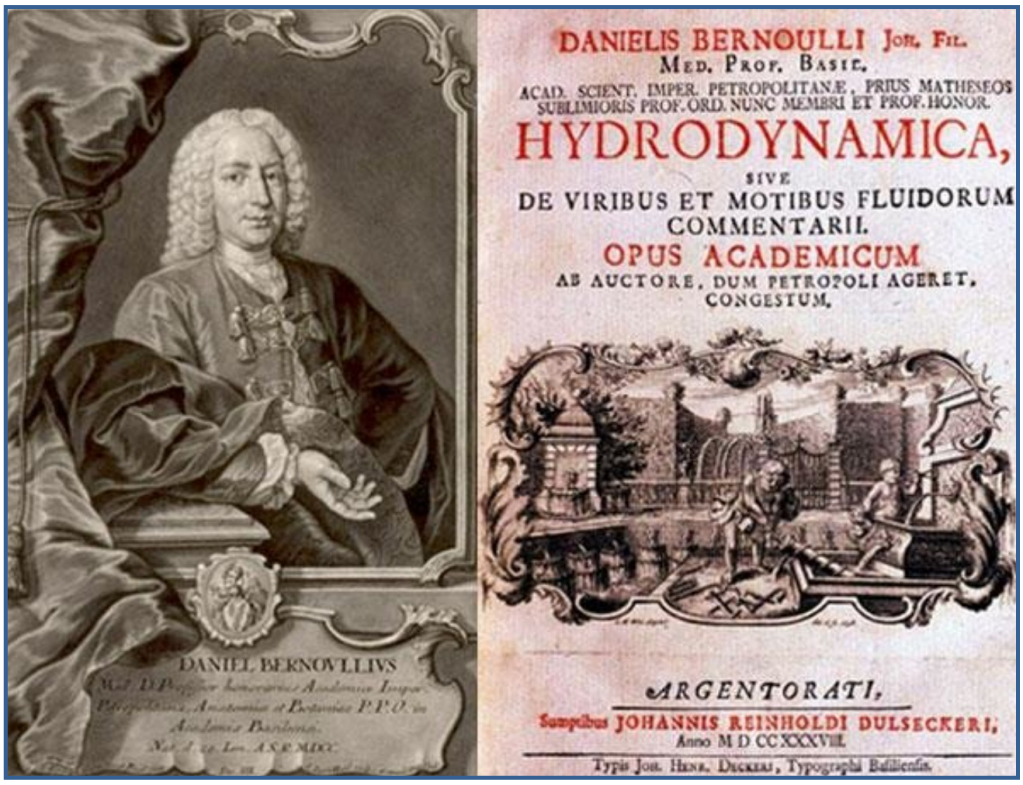
Il circuito più sfavorito CALDAIA + SALA R2 presenta una perdita di carico di **43,7 KPa** con una portata complessiva in caldaia di 0,27 Kg/s cioè pari a **972 l/h**



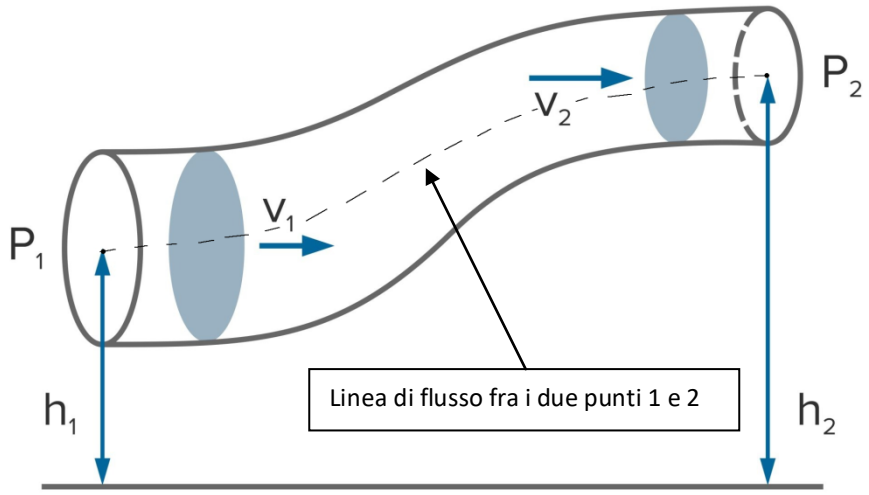
A+B = Prevalenza disponibile all'impianto con by-pass chiuso
B = Prevalenza disponibile all'impianto con by-pass aperto
C+D = Potenza assorbita dal circolatore con by-pass aperto (area tratteggiata)
D = Potenza assorbita dal circolatore con by-pass chiuso (area tratteggiata)

Il punto di funzionamento P dell'impianto individuato da portata - perdite di carico è all'interno del campo di funzionamento della pompa che è quindi in grado di vincere le perdite di carico e movimentare l'acqua.

EQUAZIONE DI BERNOULLI (CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA)



L'equazione di Bernoulli afferma che l'energia di un fluido in movimento si conserva.



Per fluidi non viscosi e incomprimibili come i liquidi, questa equazione afferma che la somma della pressione statica p, della pressione dinamica ½·ϱ·v² e della pressione idrostatica ϱ·g·h lungo una linea di flusso è costante:

$$\boxed{p + \frac{1}{2}\rho\, v^2 + \rho g h = \mathit{CONST.}} \qquad 1$$

Due punti su una linea di flusso sono quindi uniti nella seguente equazione:

$$\boxed{p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g h_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g h_2} \qquad 2$$

FLUSSO ORIZZONTALE ATTRAVERSO UN TUBO CON SEZIONE RISTRETTA

L'acqua con una densità di 1 g/cm³ scorre attraverso un tubo orizzontale. La sezione trasversale del tubo si assottiglia da 80 cm² a 40 cm² in corrispondenza di un riduttore. La pressione statica a monte del riduttore è di 4 bar e la velocità del flusso è di 4 m/s. Il flusso è incomprimibile e privo di attrito (non viscoso). Quale pressione statica viene misurata dopo il riduttore?

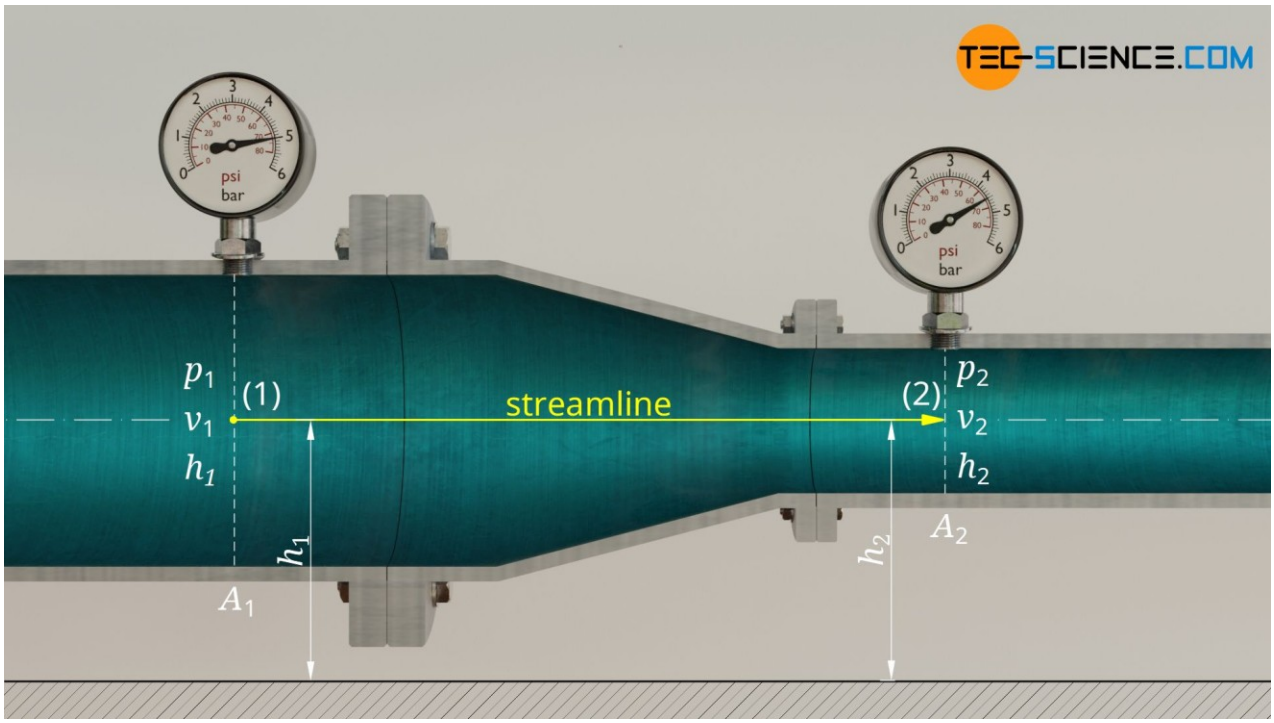


Figura: flusso orizzontale attraverso un tubo con sezione ristretta

Per rispondere a questa domanda, osserviamo una linea di flusso e un punto prima del riduttore e dopo il riduttore.

Sono note le seguenti variabili di stato:

	1 (grande sezione trasversale)	2 (piccola sezione trasversale)
altezza	h1 = h2	h2 = h1
velocità	v 1 = 4 m/s	v2 = ?
pressione statica	p1 = 4 bar	p2 = sconosciuto

Si noti che a causa dell'orientamento orizzontale del tubo, entrambi i punti considerati sono allo stesso livello (h1 =h2). L'equazione di Bernoulli è quindi semplificata in quanto le pressioni idrostatiche si annullano a vicenda.

Per la pressione statica p2 risulta quindi la seguente formula:

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \cancel{\rho g h_1} = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \cancel{\rho g h_2}$$

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2$$

$$p_2 = p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 - \frac{1}{2}\rho v_2^2$$

3-4-5

Per il calcolo della pressione statica abbiamo ancora bisogno della velocità del flusso dopo la costrizione.

Otteniamo questo dalla condizione di conservazione della massa.

Nel tempo Δt il fluido scorre davanti al riduttore con velocità v 1 e quindi percorre la distanza Δs 1 =v 1 ·Δt.

Il seguente volume di fluido spinge quindi attraverso la sezione trasversale A 1 :

$$\Delta V = A_1 \cdot \Delta s_1 = A_1 \cdot v_1 \cdot \Delta t$$

6

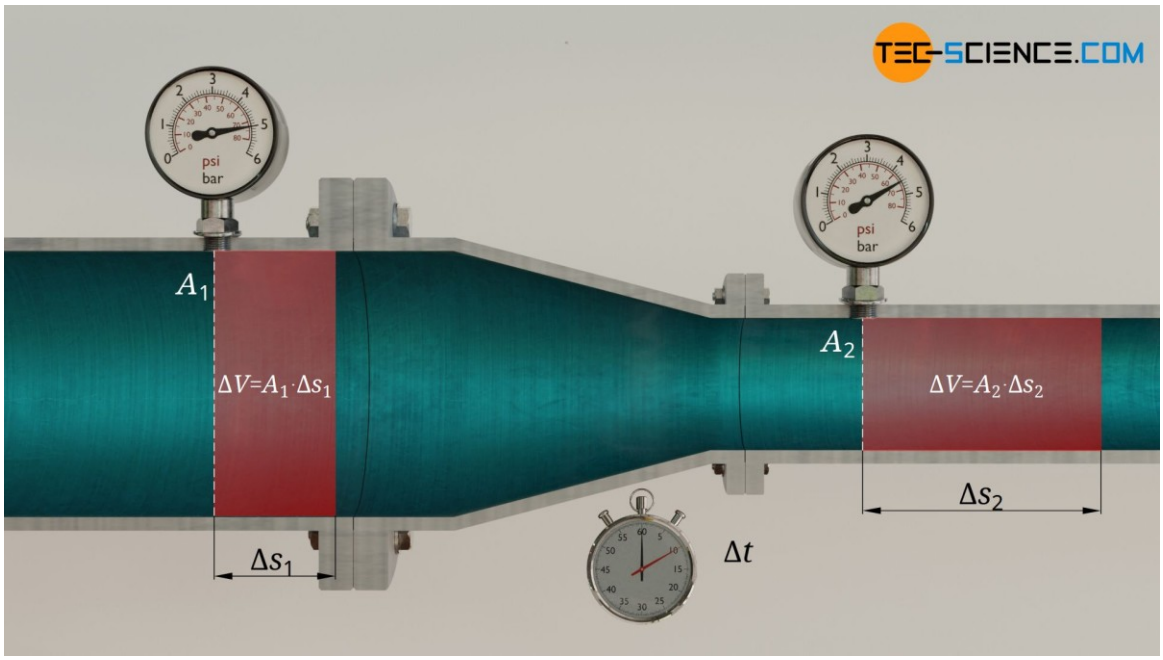


Figura: relazione delle velocità del flusso

A causa della conservazione della massa e dell'incomprimibilità dell'acqua, lo stesso volume ΔV deve essere spinto anche attraverso la sezione trasversale A 2 nello stesso tempo Δt. Poiché la sezione trasversale è minore, la distanza Δs 2 del volume del fluido deve essere maggiore, il che spiega la maggiore velocità del flusso v 2 :

$$\Delta V = A_2 \cdot \Delta s_2 = A_2 \cdot v_2 \cdot \Delta t$$

7

Formula di equazione (6) E (7) e risolvendo l'equazione risultante per v 2 si ottiene infine la velocità del flusso dopo il riduttore:

$$A_2 \cdot v_2 \cdot \cancel{\Delta t} = A_1 \cdot v_1 \cdot \cancel{\Delta t}$$

$$\boxed{v_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot v_1} = \frac{80\ \mathrm{m^2}}{40\ \mathrm{m^2}} \cdot 4\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}} = \underline{\underline{8\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}}}$$

8-9

A causa della riduzione della sezione trasversale a solo la metà delle dimensioni, la velocità del flusso è raddoppiata.

Tutti i valori noti possono ora essere inseriti nell'equazione (5). Si noti che la pressione deve essere utilizzata nell'unità base N/m² e la densità nell'unità kg/m³.

$$p_2 = p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 - \frac{1}{2}\rho v_2^2$$

$$p_2 = 4 \cdot 10^5 \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m^2}} + \frac{1}{2} 1000 \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m^3}} \left(4\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)^2 - \frac{1}{2} 1000 \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m^3}} \left(8\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)^2 = 3.76 \cdot 10^5 \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m^2}}$$

$$p_2 = 3.76\ \mathrm{bar}$$

10-11-12

L'aumento della velocità del flusso fa quindi scendere la pressione statica da 4,00 bar a 3,76 bar.

Ciò può essere spiegato dal fatto che parte dell'energia associata alla pressione statica doveva essere utilizzata per accelerare l'acqua. L'aumento dell'energia cinetica dell'acqua va a scapito della pressione statica.

FLUSSO IN UN TUBO DELL'ACQUA CON UN UGELLO

Un tubo flessibile con una sezione trasversale interna di 1,24 cm² è collegato a un rubinetto dell'acqua. Il tubo porta ad un'altezza di 6 metri dal suolo, dove l'acqua fuoriesce da un ugello e viene raccolta in una pozza. La piscina si riempie di 30 litri al minuto. A un metro dal suolo, un manometro è collegato al tubo per misurare la pressione statica. Il manometro indica una pressione di 2 bar. La pressione dell'aria ambiente è di 1 bar. Il flusso è incomprimibile e non viscoso. A che velocità esce l'acqua dall'ugello?

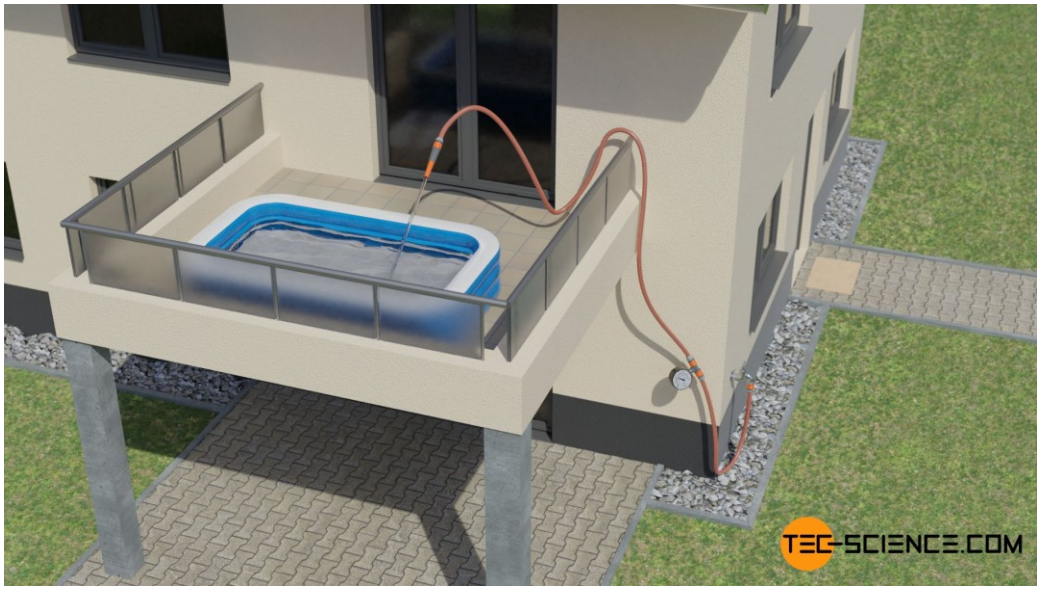


Figura: Riempimento di una piscina situata più in alto

Per rispondere a questa domanda consideriamo una linea di corrente che va dal manometro all'uscita dell'ugello.

In questo caso, devono essere presi in considerazione i termini per le energie potenziali gravitazionali (pressioni idrostatiche) nell'equazione di Bernoulli.

	1 (manometro)	2 (apertura ugello)
altezza	h 1 = 1 m	h2 = 6 m
velocità	v 1 = ?	v 2 = sconosciuto
pressione statica	p 1 = 2 bar	p 2 = ?

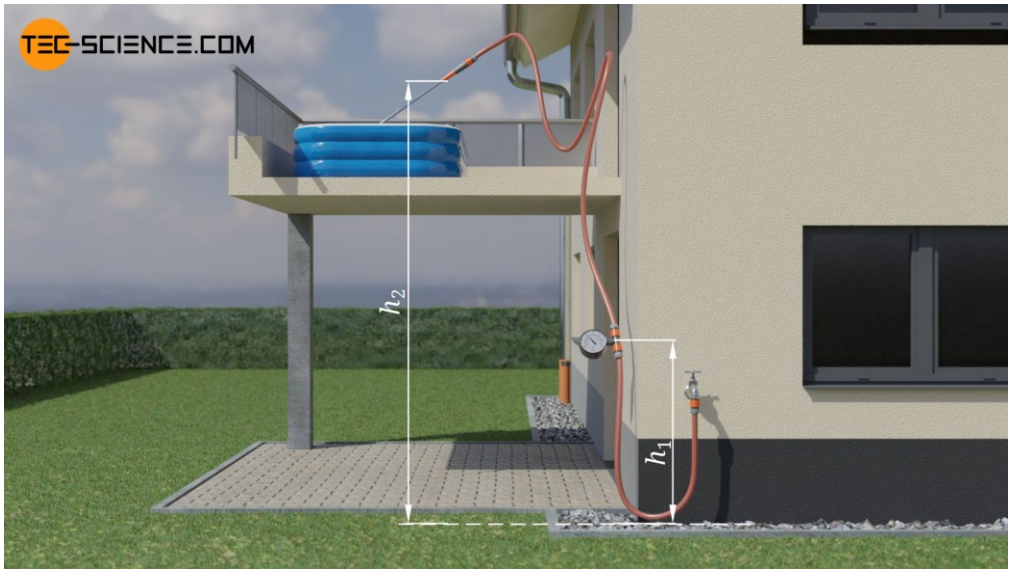


Figura: applicazione dell'equazione di Bernoulli per due stati a diverse altezze

La velocità del flusso v 1 nel punto di misurazione può essere determinata tramite la portata volumetrica con cui si riempie la piscina. A causa dell'incomprimibilità del fluido, la portata al manometro deve essere uguale alla portata che fuoriesce dall'ugello e riempie la piscina. Con una velocità del flusso v 1 il seguente volume ΔV passa attraverso la sezione trasversale del tubo flessibile A 1 entro il periodo di tempo Δt:

$$\Delta V = A_1 \cdot v_1 \cdot \Delta t \qquad 13$$

Per la portata volumetrica V* (= volume per unità di tempo) come quoziente del volume ΔV e della durata Δt vale quindi:

$$\dot{V} = \frac{\Delta V}{\Delta t} = A_1 \cdot v_1 \qquad 14$$

Risolvendo questa equazione per la velocità del flusso, si ottiene un valore di circa 4.03 m/s per v 1 . Si noti che la portata volumetrica deve essere espressa nell'unità m³/s:

$$v_1 = \frac{\dot{V}}{A_1} = \frac{5 \cdot 10^{-4}\ \frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{s}}}{1.24 \cdot 10^{-4}\ \mathrm{m}^2} = \underline{4.03 \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}} \qquad 15$$

E la pressione statica p 2 all'uscita dell'ugello? Poiché l'acqua scorre senza ostacoli nell'atmosfera, solo l'aria ambiente esercita una pressione sul getto d'acqua.

La pressione ambiente impone quindi la sua pressione statica al getto d'acqua quando fuoriesce dall'ugello:

$$p_2 = \underline{1\ \mathrm{bar}} \qquad 16$$

Ora che tutte le quantità necessarie sono note, possono essere inserite nell'equazione di Bernoulli e risolte per la velocità del flusso v 2 :

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g h_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g h_2$$

$$v_2 = \sqrt{\frac{2\,(p_1 - p_2)}{\rho} + 2g(h_1 - h_2) + v_1^2} = \underline{\underline{10.87 \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}}} \qquad 17\text{-}18$$

Quindi l'acqua esce dall'ugello con una velocità di 10,87 m/s.

LEGGE DI TORRICELLI

Un rubinetto dell'acqua è attaccato al lato di un serbatoio dell'acqua aperto. Un tubo è collegato ad un'estremità al rubinetto. All'altra estremità è montato un ugello a sezione variabile. Il serbatoio è così grande che il livello dell'acqua (quasi) non cambia mentre l'acqua esce dall'ugello. Il flusso è incomprimibile e non viscoso. A quale velocità l'acqua esce dall'ugello quando la superficie dell'acqua si trova all'altezza h sopra l'apertura dell'ugello?

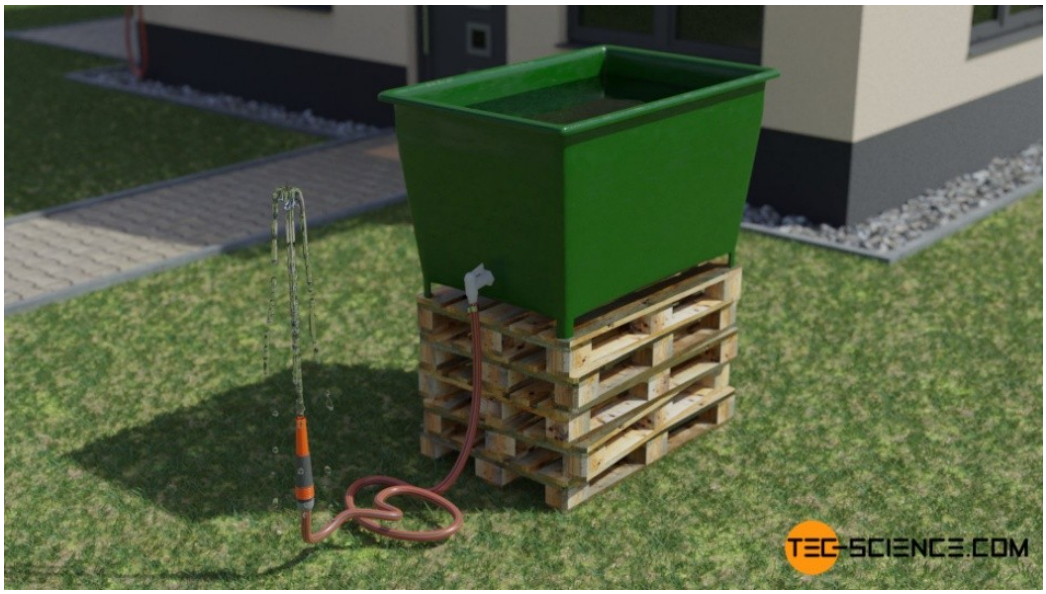


Figura: Scarico dell'acqua da un tubo flessibile

Per risolvere questo problema, consideriamo una linea di corrente che porta dalla superficie dell'acqua all'uscita dell'ugello. Il livello di riferimento per le quote utilizzate per il calcolo delle pressioni idrostatiche è fissato all'altezza dell'ugello.

Sono quindi note le seguenti variabili:

	1 (livello dell'acqua)	2 (apertura ugello)
altezza	h1 = h	h2 = 0
velocità	v1 ≈ 0	v 2 = sconosciuto
pressione statica	p 1 = p amb	p 2 = pu

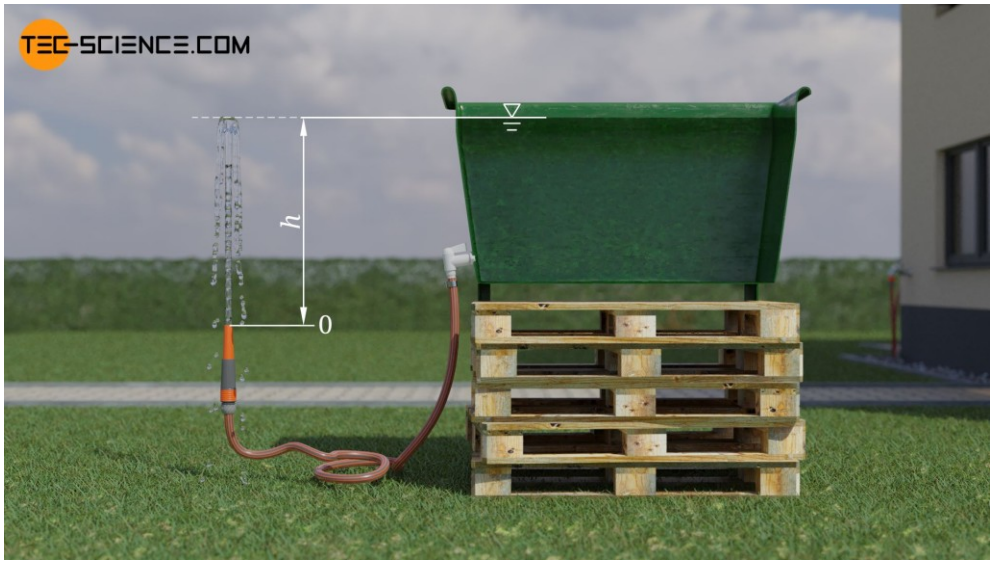


Figura: Scarico dell'acqua da un tubo (legge di Torricelli)

Si noti che il livello dell'acqua non cambia sensibilmente quando l'acqua fuoriesce dall'ugello. La velocità di affondamento o la velocità di flusso di una particella fluida sulla superficie dell'acqua è quindi approssimativamente zero ($v_1 \approx 0$). Inoltre, la pressione statica sulla superficie dell'acqua corrisponde alla pressione ambiente p_{amb}, poiché questa pressione è applicata alla superficie dell'acqua. La pressione ambiente agisce anche sul getto d'acqua che fuoriesce dall'ugello. Per risolvere il problema non è necessario il valore esatto della pressione ambiente perché le pressioni statiche nell'equazione di Bernoulli si annullano a vicenda:

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g h_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g h_2$$

$$\cancel{p_{\text{amb}}} + \frac{1}{2}\rho \underbrace{v_1^2}_{=0} + \rho g \underbrace{h_1}_{=h} = \cancel{p_{\text{amb}}} + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g \underbrace{h_2}_{=0}$$

$$\cancel{\rho} g h = \frac{1}{2}\cancel{\rho} v_2^2$$

$$\boxed{v_2 = \sqrt{2gh}}$$

19-20-21-22

Questo risultato è notevole sotto due aspetti. Innanzitutto, ovviamente solo l'altezza del livello dell'acqua sopra l'ugello è rilevante per la velocità di scarico – la sezione trasversale dell'ugello non ha alcuna influenza! In secondo luogo, si può vedere che la velocità di deflusso corrisponde esattamente alla velocità di caduta v_f se una particella di fluido dovesse cadere dalla superficie dell'acqua (questa è anche nota come legge di Torricelli).

L'energia posizionale gravitazionale di un porzione di fluido di massa m è completamente convertita in energia cinetica:

$$\cancel{m}\, g\, h = \frac{1}{2}\cancel{m}\, v_{\text{f}}^2$$

$$\boxed{v_{\text{f}} = \sqrt{2gh}} \quad \text{Torricelli's law}$$

23-24

Da un punto di vista energetico diventa chiaro che la velocità di deflusso non può essere superiore a quella data dalla formula (22). Questo perché a questa velocità una particella fluida in deflusso può al massimo raggiungere nuovamente la sua altezza iniziale, cioè l'altezza fino alla superficie dell'acqua. Se la velocità fosse maggiore, ciò contraddirebbe la legge di conservazione dell'energia. Perché allora la particella fluida potrebbe raggiungere un'altezza maggiore. Sarebbe quindi possibile riempire una piscina più in alto senza alcun apporto di energia.

PRESSIONE A UNA CERTA PROFONDITÀ DI UN LAGO

L'equazione di Bernoulli non è valida solo per un fluido che scorre. L'equazione di Bernoulli può essere applicata anche a un fluido in quiete.

Consideriamo un lago calmo e profondo. Quale pressione esiste alla profondità h sotto la superficie dell'acqua?

Per risolvere questo problema consideriamo una linea di corrente dalla superficie dell'acqua alla profondità h. Si noti che una linea di flusso è definita come una tangente ai vettori di velocità. Poiché tutti i vettori sono zero per un fluido a riposo, una linea di flusso può essere tracciata in definitiva lungo qualsiasi percorso. Poniamo il livello di riferimento per le energie potenziali gravitazionali alla profondità considerata. A questa profondità viene quindi assegnata l'altezza zero e alla superficie dell'acqua l'altezza h. La pressione statica sulla superficie dell'acqua è la pressione ambiente p amb .

Sono quindi noti i seguenti parametri:

	1 (superficie dell'acqua)	2 (profondità)
altezza	h1 = h	h2 = 0
velocità	v1 = 0	v2 = 0
pressione statica	p 1 = p amb	p 2 = sconosciuto

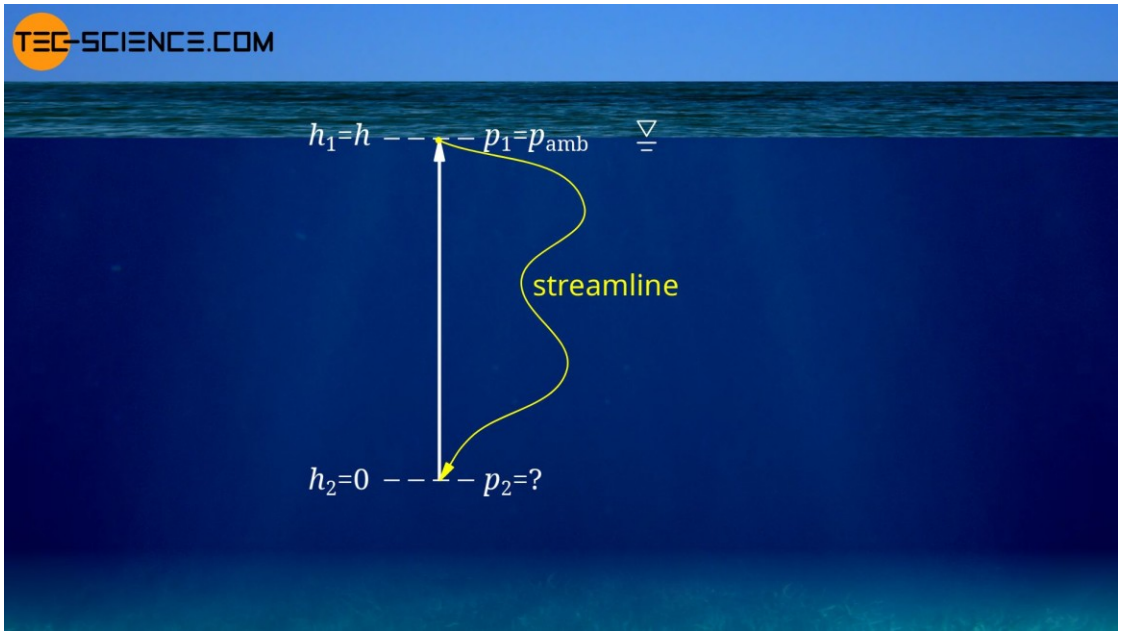


Figura: Pressione a una certa profondità di un lago

L'equazione di Bernoulli da il seguente risultato per la pressione dell'acqua p2 :

$$\underbrace{p_1}_{p_{amb}} + \frac{1}{2}\rho \underbrace{v_1^2}_{=0} + \rho g \underbrace{h_1}_{=h} = p_2 + \frac{1}{2}\rho \underbrace{v_2^2}_{=0} + \rho g \underbrace{h_2}_{=0}$$

$$\boxed{p_2 = p_{amb} + \rho g h} \qquad 25\text{-}26$$

Come c'era da aspettarsi, la pressione p 2 alla profondità h corrisponde alla pressione ambiente p amb più la pressione (idrostatica) creata dalla colonna d'acqua sovrastante!

IMPIANTI RADIANTI

SISTEMI RADIANTI A PAVIMENTO, PARETE O SOFFITTO

il riscaldamento a soffitto è una soluzione economica in quanto non **necessita di opere murarie** e non si deve demolire una sezione dell'abitazione per installare i pannelli radianti nel

Sistemi radianti: aspetti tecnici

- Il rendimento di emissione in riscaldamento varia da 0.93 (sistema radiante a parete o soffitto con carico termico medio annuo maggiore di 10 W/m3) a 0.99 (sistema radiante a pavimento con carico termico medio annuo inferiore a4 W/m3) (Fonte: UNI/TS11300-2:2014).

Criticità

- Rispetto ad altre tecnologie il costo dei materiali e di installazione può essere più elevato
- È necessaria una buona progettazione per far funzionare al meglio questa tecnologia
- Agiscono solo sul carico sensibile e non su quello latente: per il periodo invernale necessitano di un sistema di deumidificazione ad integrazione.

Vantaggi

- Alta/media/bassa inerzia in funzione del sistema scelto: sul mercato esistono moltissime tipologie di sistemi radianti che possono essere utilizzate a seconda della tipologia di edificio, di utilizzo, di involucro ecc.
- Assenza di rumori. Anche alle massime portate non vi sono rumori
- Non è richiesta manutenzione periodica
- Non vi è alcuna movimentazione dell'aria e alcun sollevamento e trasporto di polveri se presenti
- Per i sistemi ad alta inerzia: mantenimento della temperatura a lungo anche dopo lo spegnimento
- Per i sistemi a bassa inerzia (sistemi a soffitto, a parete e sistemi a basso spessore a pavimento): rapida reazione alle modifiche di temperatura degli occupanti
- Si integrano perfettamente con sistemi di ventilazione meccanica controllata per garantire elevatissimi livelli di comfort sia in estate che in inverno
- Possono essere abbinati a generatori di calore efficienti come le pompe di calore e le caldaie a condensazione, evidenziando gli elevanti COP e EER (per le pompe di calore) e i rendimenti di generazione (per le caldaie).
- Possono essere abbinati a sistemi rinnovabili (solare termico, fotovoltaico, biomasse, ..)
- Possono funzionare sia in riscaldamento che in raffrescamento
- Sono adattabili a tutte le tipologie di edifici: in commercio sono disponibili soluzioni specifiche per edifici con particolari destinazioni d'uso e funzionalità (ad esempio saune, chiese, palestre ecc.)
- Aumentano il valore dell'immobile

- In abbinamento a sistemi di ventilazione meccanica controllata, assicurano un'elevata qualità dell'aria.

Sistemi radianti: aspetti legati all'utilizzo

Criticità

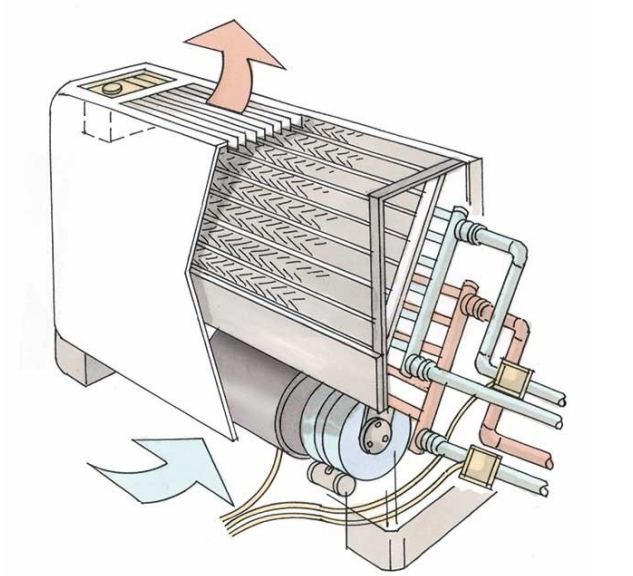
- Per i sistemi ad alta inerzia: la risposta alle variazioni del termostato non è immeditata
- La possibilità di scelta delle finiture superficiali con elevata resistenza termica è limitata (alcune tipologie di legno sono sconsigliata perché presentano ridotta conducibilità termica)
- Possono limitare la collocazione di tappeti.

Vantaggi

- Elevato comfort termico determinato da una omogenea temperatura superficiale delle pareti
- Libertà di arredo: la collocazione di elementi di arredo quali mobili o luci non è vincolata
- Massima possibilità di modifica dell'arredo e della disposizione di partizioni mobili
- Facilità di regolazione
- Bassissima inerzia e velocità di riscaldamento/raffrescamento per sistemi radianti a pavimento a basso spessore e per tutti i sistemi a soffitto (controsoffitti radianti) e a parete
- Sono il sistema ideale per edifici con bambini piccoli (asili, scuole materne ecc.) ovvero edifici nei quali molte attività vengono fatte per terra.
- Sono ideali nei bagni (sistemi radianti a parete) e a pavimento. In questi locali è possibile aumentare la temperatura superficiale fino a 33°C.

IMPIANTI A VENTILCONVETTORI

VENTILCONVETTORI (FAN COILS)



fancoil a 4 tubi: di cui due dedicati al riscaldamento e due al raffreddamento

Ventilconvettori: aspetti tecnici

- Il rendimento di emissione in riscaldamento varia da 0.94 a 0.96 (Fonte: UNI/TS11300-2:2014)

Criticità

- Durante il periodo invernale possono seccare l'aria ambiente che per temperature intorno ai 20 gradi può oscillare tra il 20 e il 35% creando un ambiente secco che necessita di essere umidificato.
- In riscaldamento la temperatura di mandata è superiore ad altre tecnologie; questo parametro è fortemente influenzato dalle caratteristiche dell'involucro dell'edificio; per edifici datati, con elevati fabbisogni termici la temperatura di mandata dei ventilconvettori è di circa 75°C.
- In raffrescamento la temperatura di mandata è inferiore ad altre tecnologie; questo parametro è fortemente influenzato dalle caratteristiche dell'involucro dell'edificio; per edifici datati, con elevati fabbisogni frigoriferi la temperatura di mandata dei ventilconvettori è di circa 7°C.
- Se in essere abbinati a generatori di calore efficienti come le pompe di calore e le caldaie a condensazione, i COP e gli EER (per le pompe di calore) possono essere molto bassi, similmente ai rendimenti di generazione per le caldaie a condensazione.

Vantaggi

- Possono funzionare sia in riscaldamento che in raffrescamento
- Possono agire sia il carico sensibile che quello latente (riscaldamento, raffrescamento e deumidificazione).

Ventilconvettori: aspetti legati all'utilizzo

Criticità

- Rumorosità. Alle massime velocità il rumore della ventola può dare fastidio
- È richiesta manutenzione (pulizia, sostituzione filtri, ...)

- Movimentazione dell'aria: sollevamento e trasporto di polveri se presenti
- Movimentazione dell'aria: discomfort soprattutto in estate vicino al terminale
- Possono essere facilmente manomessi (ad esempio da bambini).

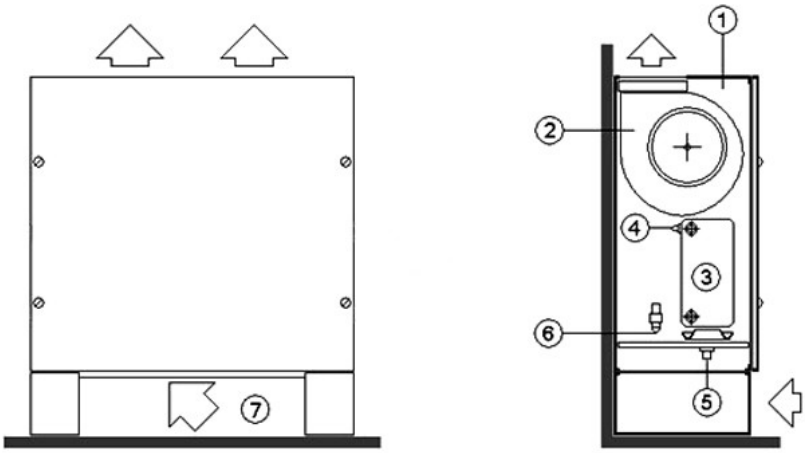
Vantaggi

- Facilità di regolazione
- Bassissima inerzia e velocità di riscaldamento/raffrescamento.

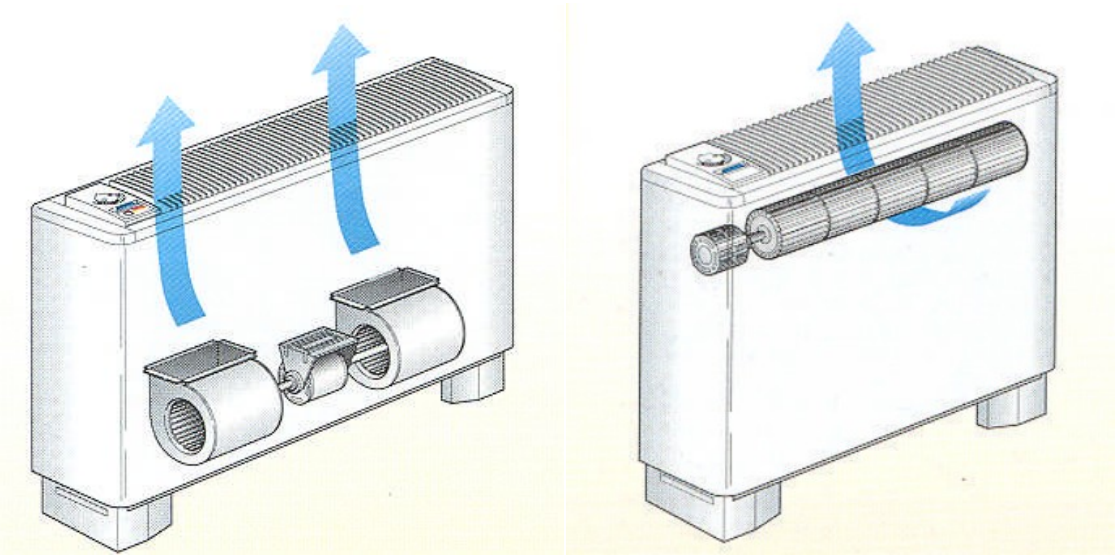
TIPOLOGIE VENTILCONVETTORI

I ventilconvettori presentano la caratteristica interessante che si possono utilizzare sia come terminale di riscaldamento, sia come terminale di raffrescamento. Si possono suddividere in due tipologie:

- ventilconvettori a "due tubi";
- ventilconvettori a "quattro tubi".



1	Contenitore in lamiera	4	Dispositivo autoavviante	7	Setto filtrante
2	Ventilatore centrifugo	5	Scarico condensa		
3	Batteria radiante	6	Dispositivo umidificazione		



Il ventilatore può essere radiale o tangenziale,

L'installazione può essere fatta a parete oppure a soffitto (in apposite controsoffittature).

A pavimento

Modello	Pot. frigorifera	Pot. termica	Portata aria
Iris LM 22	1.368 W max	2.455 W max	400 m^3/h
Iris LM 42	2.066 W max	3.355 W max	550 m^3/h
Iris LM 62	2.908 W max	6.000 W max	720 m^3/h
Iris LM 82	4.393 W max	6.650 W max	1.050 m^3/h
Iris LM 102	6.172 W max	9.050 W max	1.310 m^3/h
Iris LM 122P	7.328 W max	11.600 W max	1.940 m^3/h

A soffitto

VENTILCONVETTORIA DUE TUBI

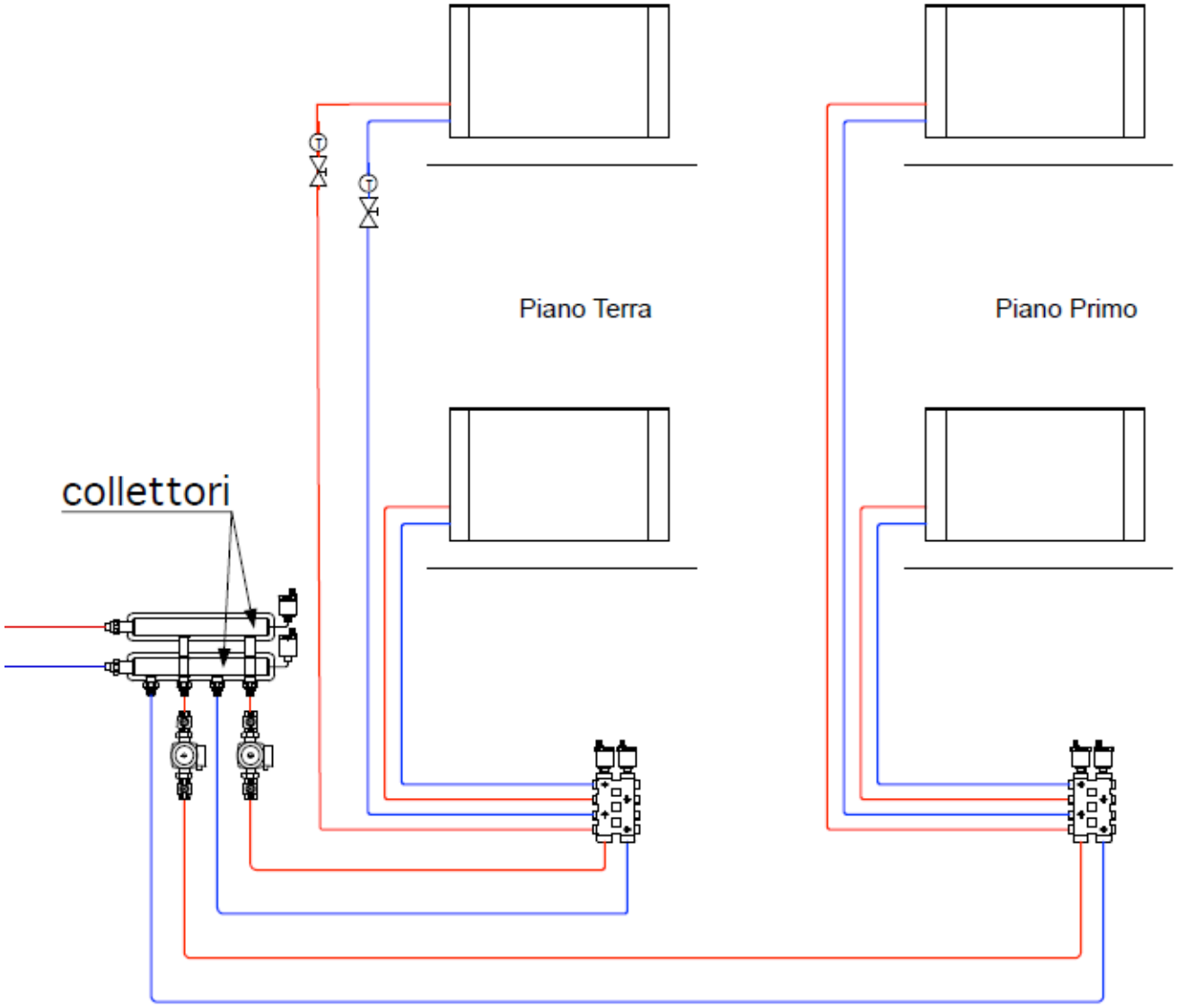
I ventilconvettori a due tubi sono dotati di una sola batteria che assolve entrambe le funzioni.
Vengono quindi alimentati da un unico circuito in cui viene fatto passare fluido caldo nel periodo invernale e fluido freddo nel periodo estivo. La commutazione è fatta a livello di centrale.

La termoregolazione dei ventilconvettori è normalmente affidata a un termostato e regolatore modulante, che ha la funzione di accensione e spegnimento del ventilatore o anche di commutazione automatica della velocità di rotazione del ventilatore stesso.

Se è necessario un controllo più preciso della temperatura ambiente, soprattutto in fase di riscaldamento, può anche essere aggiunta una elettrovalvola per l'intercettazione del fluido termovettore al raggiungimento del valore prestabilito della temperatura ambiente.

I ventilconvettori a due tubi si prestano bene per gli impianti di riscaldamento/raffrescamento, senza particolari esigenze di controllo rigoroso della temperatura ambiente e senza presenza contemporanea di zone con necessità di raffrescamento e di riscaldamento.

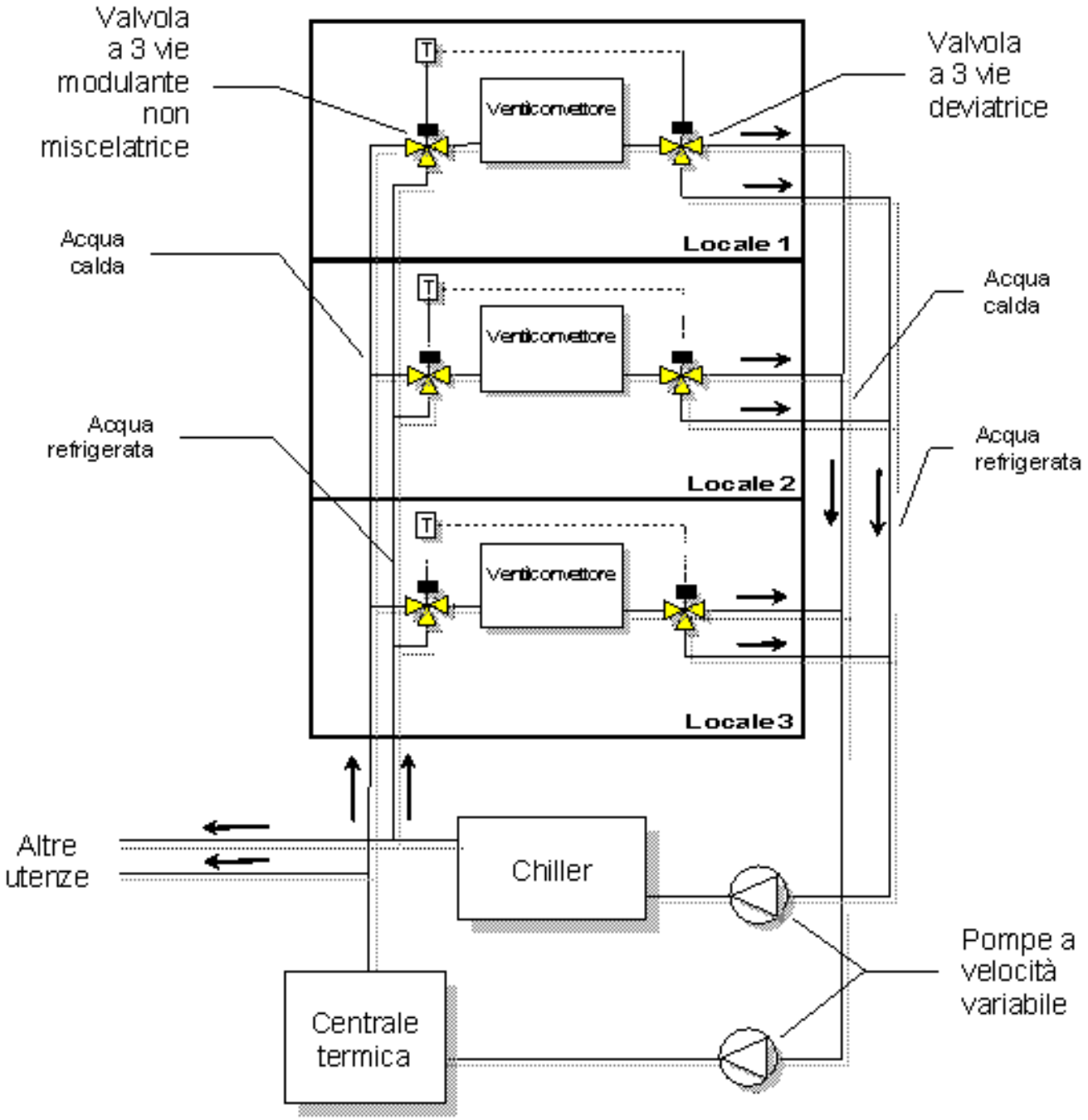
Sono perciò adatti nel settore residenziale, nelle camere di albergo e in piccole attività commerciali.



VENTILCONVETTORI A QUATTRO TUBI

I ventilconvettori a quattro tubi, invece, sono dotati di due batterie distinte: una per il riscaldamento e un'altra per il raffrescamento che devono pertanto essere alimentate da circuiti indipendenti, una di fluido caldo e una di fluido freddo.

Per la termoregolazione dei ventilconvettori a quattro tubi, oltre al controllo dell'accensione, spegnimento e variazione della velocità del ventilatore, devono essere necessariamente installate due elettrovalvole per far fluire attraverso la batteria solamente il fluido caldo o quello freddo, a seconda della necessità di riscaldamento o di raffrescamento.



Schema impianto idronico a 4 tubi

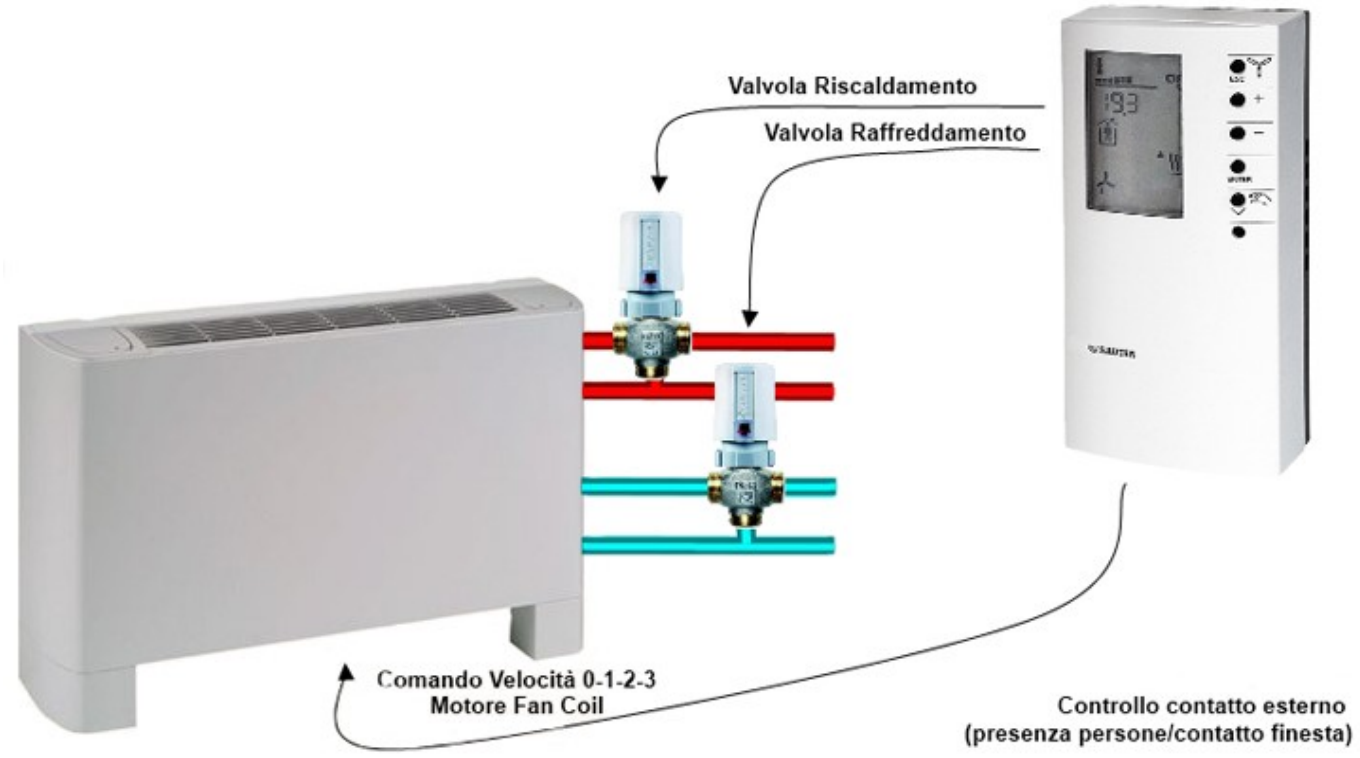
I ventilconvettori, come i condizionatori autonomi, se vengono alimentati con acqua fredda sotto i 8÷9 °C, permettono una certa deumidificazione dell'aria.

Inoltre, ultimamente, si stanno diffondendo i cosiddetti ventiloconvettori a cassetta, previsti per essere incassati nei controsoffitti rivelandosi particolarmente indicati per ambienti con destinazione a uffici o aree commerciali.

L'aspetto interessante dei ventilconvettori è quello di consentire una veloce messa a regime degli ambienti, cosa che li rende particolarmente adatti in edifici o zone a uso intermittente.

Gli svantaggi si riferiscono soprattutto alla rumorosità, aspetto, questo, che deve essere assolutamente preso in considerazione quando si tratta di ambienti a uso residenziale, con scelta di ventilconvettori dimensionati a bassa velocità di rotazione del ventilatore, e al consumo di energia elettrica necessaria al funzionamento del motore elettrico del ventilatore.

Un altro problema è il direzionamento delle correnti di aria fresca che possono essere decisamente fastidiose.



Ventilconvettore a quattro tubi

Omnia Slim

Potenza frigorifera: 0.3 ÷ 3 kW

Potenza termica: 0.3 ÷ 3.06 kW

Ventilconvettori con dimensioni contenute per installazione universale ad uso residenziale, per il riscaldamento, il raffreddamento e la deumidificazione, abbinabili a qualsiasi generatore di calore.

1 Batterie di scambio aria/acqua con alette in alluminio e tubi in rame disposti su 2 ranghi.
2 Mantello frontale in lamiera zincata da 8/10 mm con verniciatura in polvere epossidica bianca RAL9003 e con isolante termo-acustico da 13 mm di spessore.
3 Griglia di ripresa in materiale plastico e filtro aria.
4 Ventola tangenziale spinta da motore a 3 velocità.
5 Griglia in mandata in lamiera zincata con disegno realizzato per creare un flusso d'aria omogeneo sia nel funzionamento estivo che invernale.

I ventilconvettori Omnia Slim sono stati progettati per poter rispondere all'esigenza, negli ambienti soprattutto residenziali, di coniugare le caratteristiche tipiche del radiatore, ridotta profondità e silenziosità di funzionamento con la peculiarità del ventilconvettore di poter climatizzare gli ambienti tutto l'anno.
Sono installabili in qualsiasi tipo d'impianto a 2 tubi e in abbinamento a qualsiasi generatore di calore anche a basse temperature e grazie alla disponibilità di varie versioni e configurazioni, è facile scegliere la soluzione ottimale per qualsiasi esigenza.

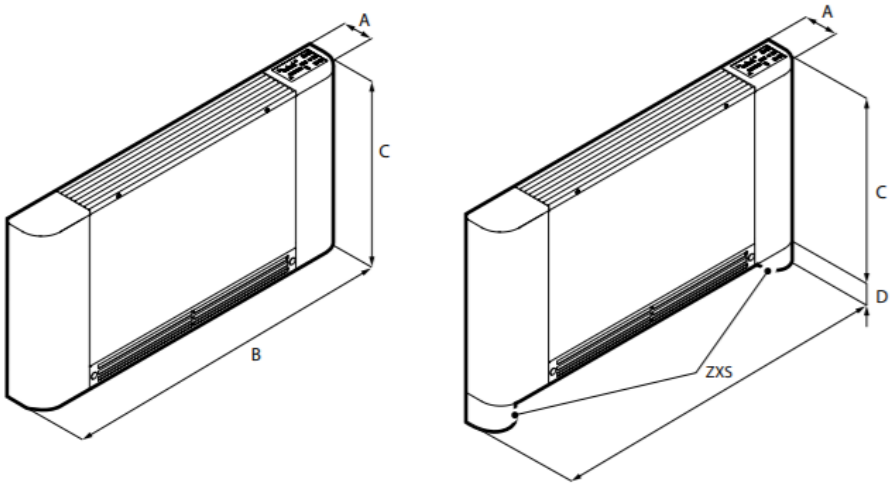
DATI PRESTAZIONALI

2 tubi

		ULS10			ULS20			ULS30			ULS40			ULS50		
		1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
		L	M	H	L	M	H	L	M	H	L	M	H	L	M	H
Prestazioni in riscaldamento 70 °C / 60 °C (1)																
Potenza termica	kW	0,61	1,16	1,64	1,14	2,18	3,08	1,48	2,84	4,00	1,89	3,64	5,13	2,27	4,37	6,15
Portata acqua utenza	l/h	53	102	144	99	191	269	129	248	350	166	318	448	199	382	538
Perdita di carico lato utenza	kPa	1	4	7	4	11	21	3	8	15	4	13	25	3	9	16
Prestazioni in riscaldamento 45 °C / 40 °C (2)																
Potenza termica	kW	0,30	0,58	0,82	0,56	1,09	1,53	0,73	1,41	1,99	0,94	1,81	2,55	1,13	2,17	3,06
Portata acqua utenza	l/h	52	101	142	98	189	266	128	245	346	164	315	443	196	378	532
Perdita di carico lato utenza	kPa	1	4	7	4	12	22	3	9	16	4	14	26	3	9	17
Prestazioni in raffreddamento 7 °C / 12 °C (3)																
Potenza frigorifera	kW	0,30	0,57	0,80	0,55	1,07	1,50	0,72	1,38	1,95	0,92	1,78	2,50	1,11	2,13	3,00
Potenza frigorifera sensibile	kW	0,22	0,43	0,62	0,42	0,81	1,17	0,54	1,05	1,52	0,69	1,35	1,95	0,83	1,62	2,34
Portata acqua utenza	l/h	51	97	137	95	183	257	124	238	335	158	305	429	190	366	515
Perdita di carico lato utenza	kPa	1	4	8	4	13	25	3	10	18	5	16	29	3	10	19
Ventilatore																
Tipo	tipo	Tangenziale														
Motore ventilatore	tipo	Asincrono														
Numero	n°	1			1			1			2			2		
Portata aria	m^3/h	47	86	115	87	158	210	111	203	270	144	263	350	161	293	390
Potenza assorbita	W	9	16	21	15	21	32	17	32	42	22	40	53	18	26	56
Collegamenti elettrici		V1	V2	V3	V1	V2	V3	V1	V2	V3	V1	V2	V3	V1	V2	V3
Dati sonori ventilconvettori (4)																
Livello di potenza sonora	dB(A)	42,0	49,0	52,0	42,0	49,0	52,0	43,0	50,0	53,0	44,0	51,0	54,0	45,0	52,0	55,0
Batteria ad acqua																
Contenuto acqua batteria principale	l	0,5			0,9			1,2			1,8			1,5		
Diametro raccordi																
Batteria principale	Ø	1/2"														
Alimentazione																
Alimentazione		230V~50Hz														

(1) Aria ambiente 20 °C b.s.; Acqua (in/out) 70 °C/60 °C
(2) Aria ambiente 20 °C b.s.; Acqua (in/out) 45 °C/40 °C; EUROVENT
(3) Aria ambiente 27 °C b.s./19 °C b.u.; Acqua (in/out) 7 °C/12 °C; EUROVENT
(4) Aermec determina il valore della potenza sonora sulla base di misure effettuate in accordo con la normativa UNI EN 16583:15, nel rispetto della certificazione Eurovent.

DIMENSIONI

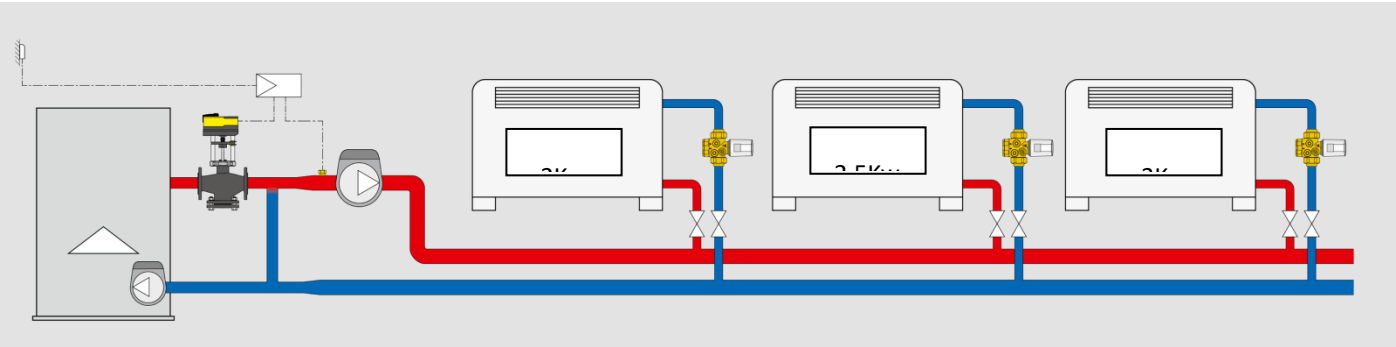


Taglia			10	20	30	40	50
Dimensioni e pesi							
A	ULS,ULS_C	mm	130	130	130	130	130
B	ULS,ULS_C	mm	745	940	1134	1328	1524
C	ULS,ULS_C	mm	580	580	580	580	580
D	ULS,ULS_C	mm	80	80	80	80	80
Peso a vuoto	ULS,ULS_C	kg	11	13	15	17	19

SCHEMI DI INSTALLAZIONE FAN COILS

Per impianti di una certa dimensione non si utilizza un collettore complanare come per i radiatori ma una linea principale di mandata e una di ritorno dalle quali "staccano" le linee secondarie che arrivano ai terminali radianti.

Il dimensionamento delle tubature si può effettuare a velocità costante oppure a perdita di pressione costante.



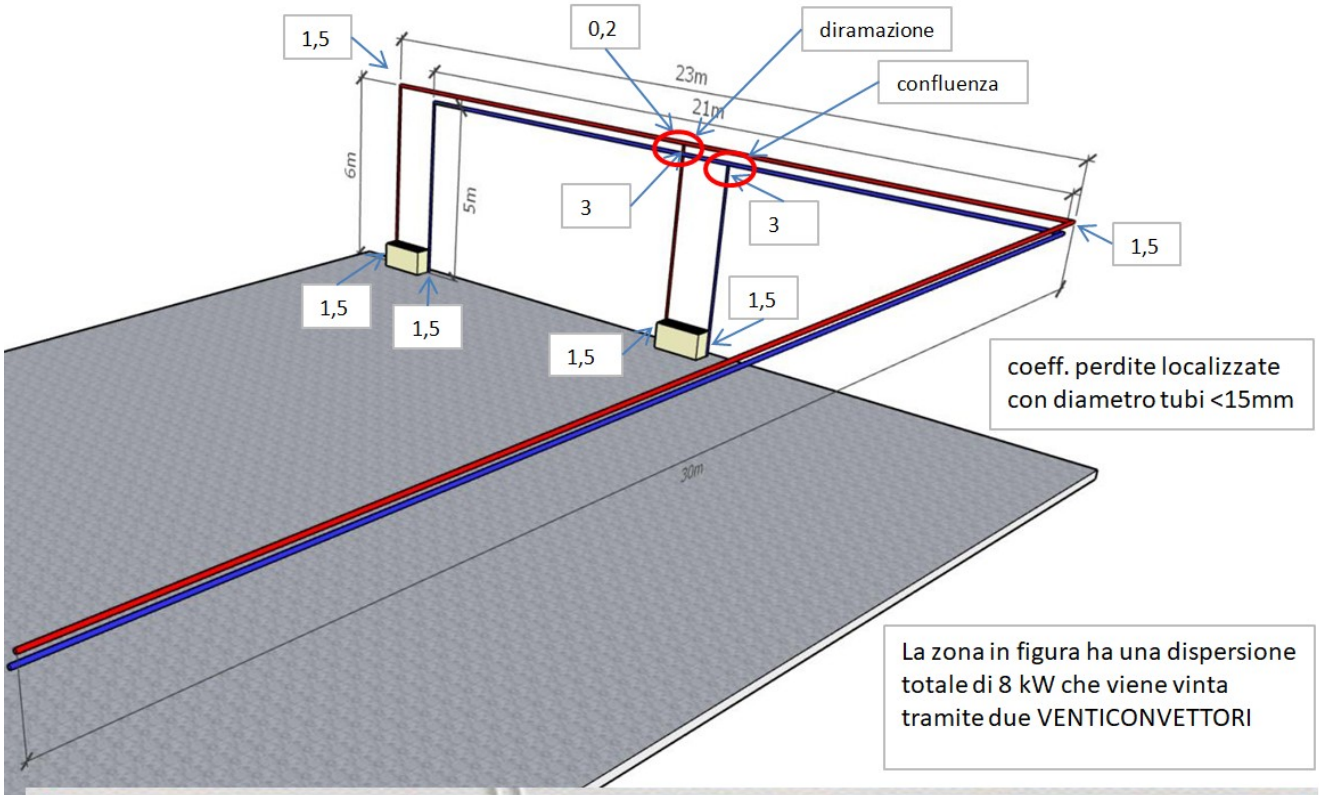
DIMENSIONAMENTO A VELOCITÀ COSTANTE

Si fissa la velocità nei vari tratti del circuito e si trova il diametro commerciale idoneo sulla base della portata di competenza del tratto considerato. Tramite opportune valvole di dovrà poi effettuare il bilanciamento dei terminali. Per evitare di avere un sistema molto sbilanciato è consigliabile ridurre i diametri dei condotti man mano si arriva al terminale più sfavorito.

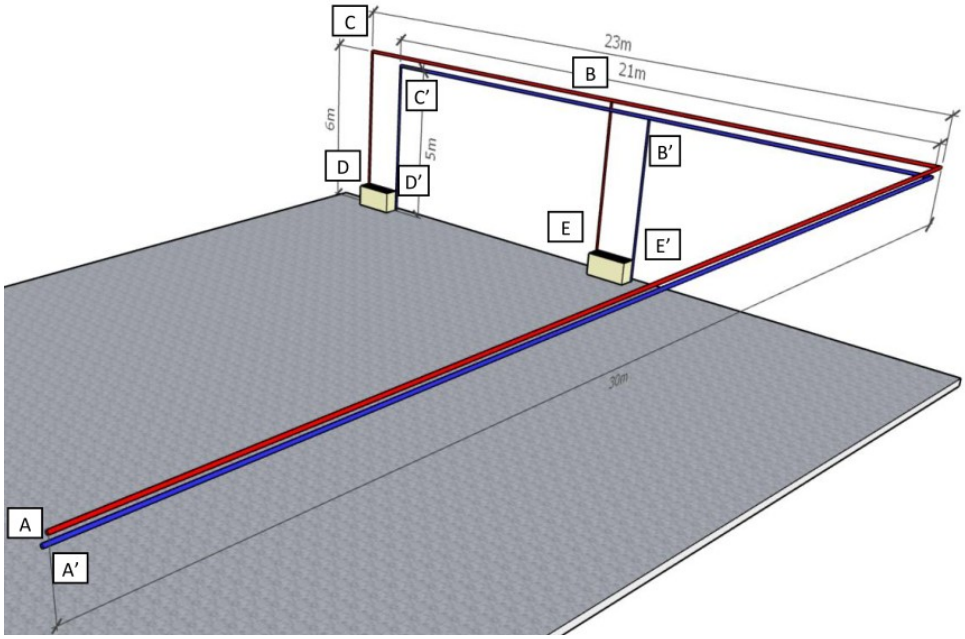
Velocità consigliate (m/s)			
	Tubazioni principali	Tubazioni secondarie	Terminali d'impianto (ventilconvettori etc…)
Tubi in acciaio	1,2÷2,5	0,5÷1,5	0,2÷0,7
Tubi in PEX (polietilene reticolato)	1,2÷2,5	0,5÷1,5	0,2÷0,7
Tubi in rame	0,7÷1,2	0,5÷0,9	0,2÷0,5

Valori del coefficiente di perdita concentrata k (adimensionale)				
Diametro interno (tubi in rame e tubi in PEX) **Diametro esterno (tubi in acciaio)**	**8÷16 mm** **3/8" ÷ 1/2"**	**18÷28 mm** **3/4" ÷ 1"**	**30÷54 mm** **1 1/4" ÷ 2"**	**> 54 mm** **> 2"**
Tipologia di accidentalità				
Curva larga a 90° con rapporto R/D > 3,5	1,0	0,5	0,3	0,3
Curva normale a 90° con rapporto R/D = 2,5	1,5	1,0	0,5	0,4
Curva stretta a 90° con rapporto R/D = 1,5	2,0	1,5	1,0	0,8
Allargamento di sezione	1,0			
Restringimento di sezione	0,5			
Diramazione o confluenza a T	3,0			
Valvola a sfera 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 ritegno	3,0	2,0	1,0	1,0
Valvola a tre vie	10,0	10,0	8,0	8,0

ESERCIZIO



Taglia - Size	FXE	131	231	331	431	531	631	731	831	931	1031
NOMINAL	Prestazioni nominali (rif. segnale di modulazione che garantisce "portata aria FXE Brushless = portata aria FX Asincrono corrispondente") Nominal performances (ref. modulating signal which guarantees "Air Flow FXE Brushless = Air flow of the corresponding asynchronous FX")										
Potenz. Frigorifera Cooling capacity	Totale - Total (1) W	1.450	1.940	2.470	2.920	3.650	4.110	5.390	6.230	7.440	8.790
	Sensibile - Sensible (1) W	1.240	1.570	2.020	2.220	2.780	3.110	4.210	4.640	5.600	6.420
Potenzialità Termica - Heating capacity (2)	W	1.880	1.980	3.180	3.350	4.380	4.550	6.290	6.460	8.090	8.090
Portata aria nominale – Nominal Air flow (3)	**m³/h**	**350**	**380**	**480**	**520**	**640**	**680**	**960**	**1.000**	**1.255**	**1.255**
Portata acqua Water flow (4)	Raffred. – Cooling l/h	250	334	425	503	628	707	928	1.072	1.280	1.512
	Riscald. – Heating l/h	162	171	274	289	377	392	541	556	696	696
Perdite di carico acqua Water pressure drops (5)	Raffred. – Cooling kPa	12,3	15,4	17,6	19,5	21,4	22,5	23,4	25,5	28,1	27,7
	Riscald. – Heating kPa	7,3	8,1	11,7	13,0	21,3	23,0	41,1	43,4	38,6	38,6
Livelli sonori - Sound levels (6)	Nominal dB(A)	34	36	40	42	33	34	41	42	46	46
Assorb.Elettr. (valori di funzion.) - Current input (operating values)		16W-0,13A	23W-0,17A	26W-0,19A	30W-0,22A	22W-0,15A	23W-0,17A	42W-0,29A	46W-0,31A	73W-0,48A	73W-0,48A
Segnale di controllo di riferimento – Reference control signal (10)		5,5 Vdc	6,1 Vdc	6,9 Vdc	7,5 Vdc	5,4 Vdc	5,9 Vdc	7,6 Vdc	8,0 Vdc	10 Vdc	10 Vdc



FANC COILS

Tubo primario

Pot. Tot.	8000	w
Velocità	1	m/s
ΔT	10	°C
Portata	0,1911	Kg/s
	0,00019	m3/s
Area	0,00019	m2
Diametro	0,0156	m
	15,60	mm
D comm.	15	mm
Velocità	1,082	m/s
Scabrezza	0,0001	m

TUBI ACCIAIO - UNI EN 10255 (ex UNI 8863)

Ø pollici	DN mm	Ø est. mm	TUBI SALDATI E SENZA SALDATURA	
			SERIE LEGGERA	SERIE MEDIA
1/2"	15	21,3	16.7	16.1
3/4"	20	26,9	22.3	21.7
1"	25	33,7	27.9	27.3
1" 1/4	32	42,4	36.6	36.0
1" 1/2	40	48,3	42.5	41.9
2"	50	60,3	53.9	53.1
2" 1/2	60-65	76,1	69.7	68.9
3"	80	88,9	81.7	80.9
4"	100	114,3	106.3	105.3
5"	125	139,7	-	129.7
6"	150	168,3	-	158.3

$$f = \frac{1{,}325}{\left[\ln\left(\frac{s}{3{,}7} + 5{,}74\,\mathrm{Re}^{-0{,}9}\right)\right]^2}$$

TERMINALE 2

Tratto	Lungh.	Portata	Diametro	Vel.	Re	s	f	Yd	Δp d	ktot	Yl	Δp loc	Ytot	Δp tot
AB	41,5	0,000191	0,015	1,08	16230	0,0067	0,038	6,3	61608	1,5	0,09	878	6,37	62486
BD	17,5	0,000096	0,015	0,54	8115	0,0067	0,042	0,7	7104	3,2	0,048	468	0,772	7572
DD'	0	0,000096	0,015	0,54	8115	0,0067	0,042	0,0	0	0	0	21300	0	21300
D'B'	16,5	0,000096	0,015	0,54	8115	0,0067	0,042	0,7	6698	3	0,045	439	0,728	7137
B'A'	40,5	0,000191	0,015	1,08	16230	0,0067	0,038	6,1	60123	4,5	0,269	2634	6,397	62757
													14,27	161253
													m	Pa

TERMINALE 1

Tratto	Lungh.	Portata	Diametro	Vel.	Re	s	f	Yd	Δp d	ktot	Yl	Δp loc	Ytot	Δp tot
AB	41,5	0,000191	0,015	1,08	16230	0,0067	0,038	6,3	61608	1,5	0,09	878	6,37	62486
BE	6	0,000096	0,015	0,54	8115	0,0067	0,042	0,2	2436	4,5	0,067	659	0,315	3094
EE'	0	0,000096	0,015	0,54	8115	0,0067	0,042	0,0	0	0	0	21300	0	21300
E'B'	6	0,000096	0,015	0,54	8115	0,0067	0,042	0,2	2436	1,5	0,022	220	0,271	2655
B'A'	40,5	0,000191	0,015	1,08	16230	0,0067	0,038	6,1	60123	4,5	0,269	2634	6,397	62757
													13,35	152293
													m	Pa

Il terminale più sfavorito risulta essere il più lontano.
La differenza di perdita di pressione (1m cioè circa 10.000 Pa) rispetto a quello più vicino è comunque contenuta e facilmente recuperabile (bilanciamento) tramite una opportuna valvola di regolazione.

Sulla mandata e il ritorno di ogni fan coils andrebbe inserita una valvola di intercettazione che in questo esempio sono state trascurate.

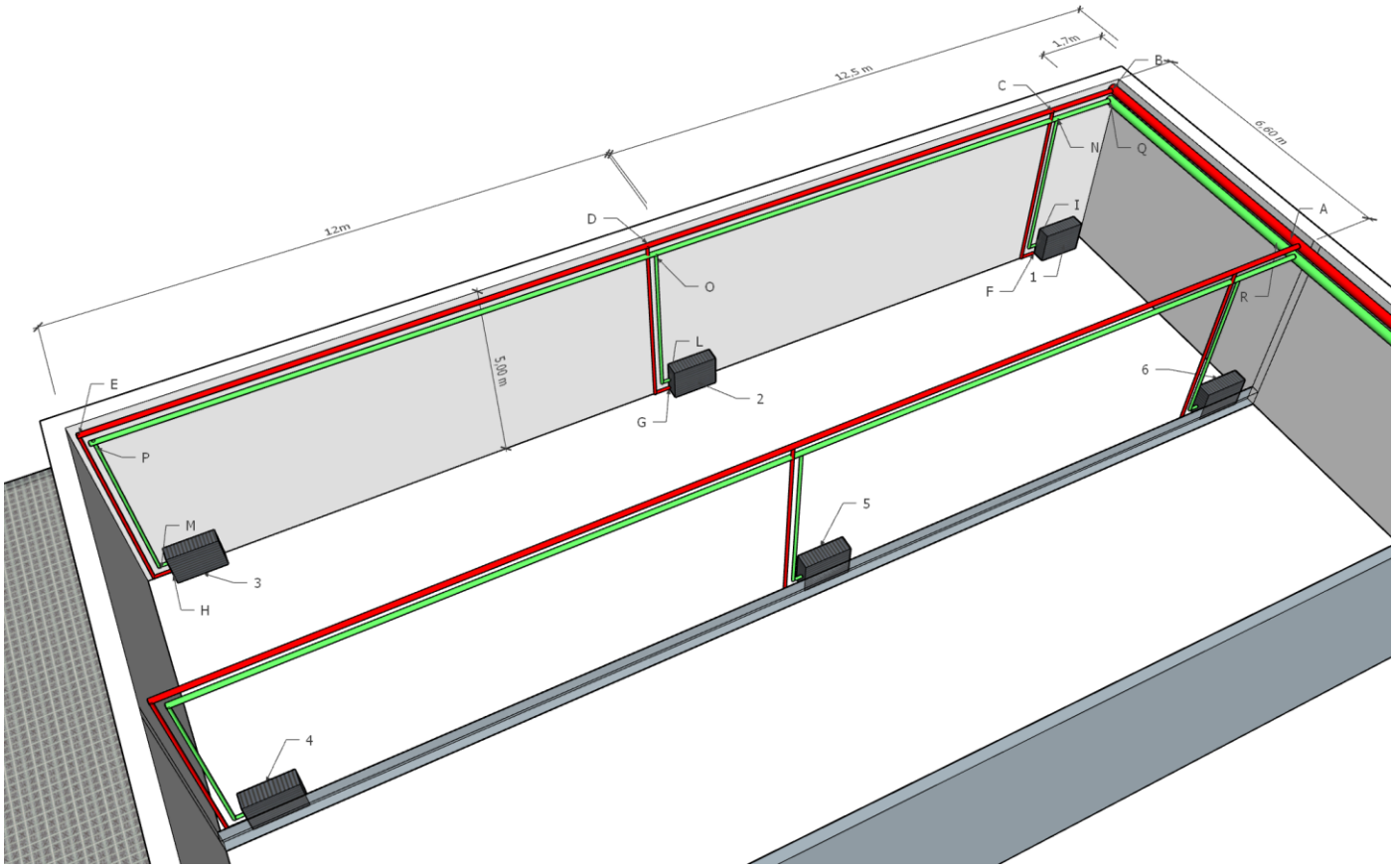
EX.2 DIMENSIONAMENTO IMPIANTO FAN COILS LABORATORIO SCOLASTICO

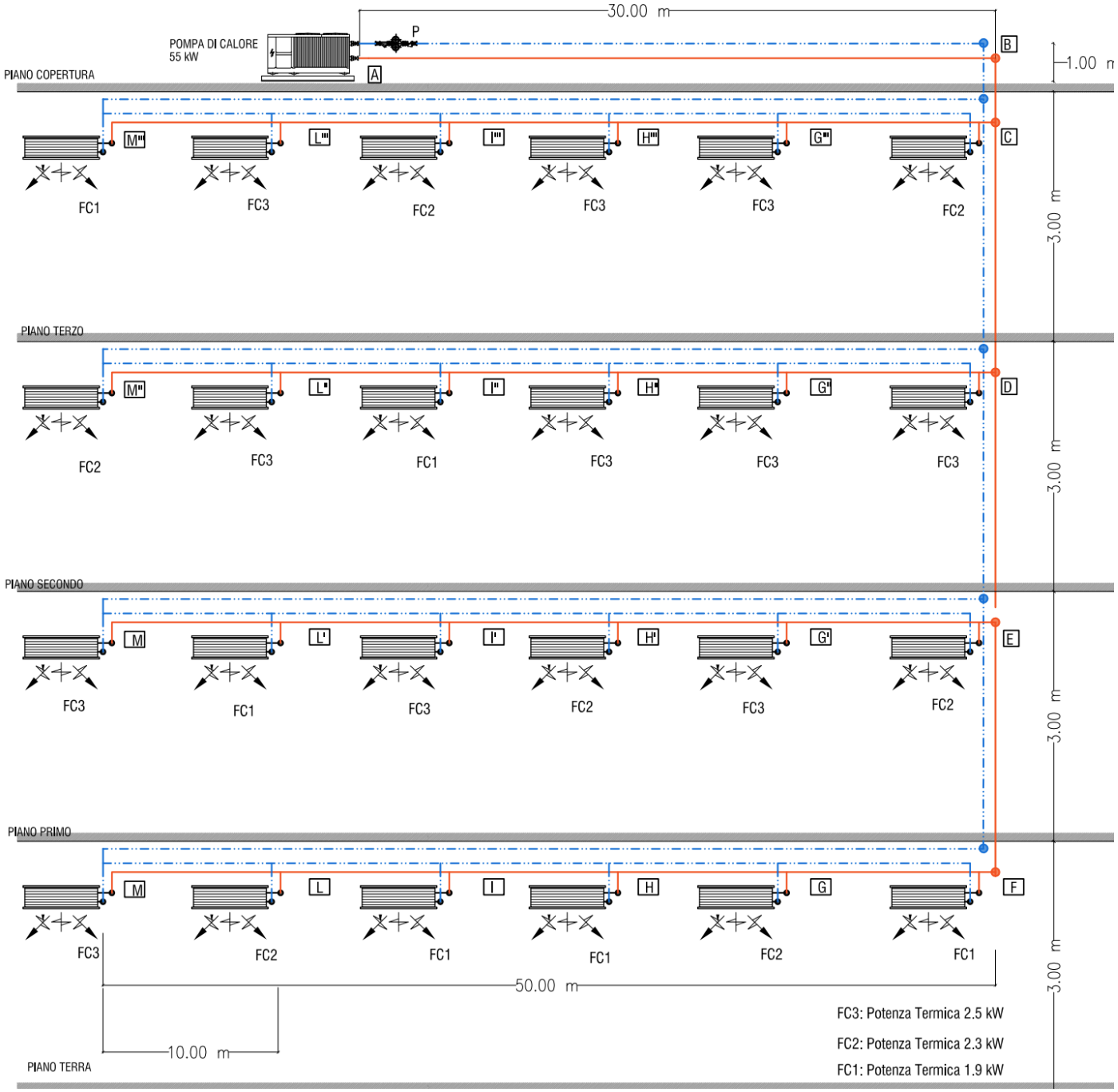
Nelle linee principali di mandata e ritorno dell'impianto si ha una velocità dell'acqua di 1m/s con Tm=75°C e Tr=65°C.

Noto il fabbisogno termico invernale del laboratorio (13 Kw) si deve dimensionare l'impianto di riscaldamento con fan coils della linea OMNIA SLIM.

Ricavare le lunghezze approssimative dei vari tratti dal disegno allegato e distribuire uniformemente il calore prodotto su 6 terminali disposti come in figura.

Valutare le perdite di carico dei vari terminali e la perdita di pressione del terminale più sfavorito.




30.00 m
POMPA DI CALORE
55 kW
P
A
B
1.00 m
PIANO COPERTURA
M'''
L'''
I'''
H'''
G'''
C
FC1
FC3
FC2
FC3
FC3
FC2
3.00 m
PIANO TERZO
M''
L''
I''
H''
G''
D
FC2
FC3
FC1
FC3
FC3
FC3
3.00 m
PIANO SECONDO
M
L'
I'
H'
G'
E
FC3
FC1
FC3
FC2
FC3
FC2
3.00 m
PIANO PRIMO
M
L
I
H
G
F
FC3
FC2
FC1
FC1
FC2
FC1
3.00 m
50.00 m
10.00 m
PIANO TERRA
FC3: Potenza Termica 2.5 kW
FC2: Potenza Termica 2.3 kW
FC1: Potenza Termica 1.9 kW

Relazione fondamentale della Calorimetria

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta T$$

con:

- *c= calore specifico del fluido – nel caso di acqua c=* → *1 kcal/kg°C (S.T.)* / *4186 J/kg K (S.I.)*
- *m= massa [kg]*
- *ΔT= differenza di temperatura – nel caso in esame ΔT = 5 °C*

Potenza Frigorifera

$$W = \frac{Q}{t} = c \cdot \frac{m}{t} \cdot \Delta T = c \cdot G_M \cdot \Delta T$$

Nel caso in esame la Potenza Frigorifera della Pompa di Calore è W_{TOT} = 55 kW. (Si è considerato il carico termico estivo che risulta essere più gravoso di quello invernale)

Si trasforma la potenza W_{TOT} in kcal/h:

$$W'_{TOT} = 55.000 \frac{J}{s} \cdot \frac{3.600}{4.186} = 47.300 [\frac{kcal}{h}]$$

da cui è possibile ricavare la portata totale dell'impianto *(G_{TOT}):*

$$G_{TOT} = \frac{W'_{TOT}}{c \cdot \Delta T} = \frac{47.300[\frac{kcal}{h}]}{1 \frac{kcal}{kg°C} \cdot 5°C} = 9.460 |\frac{kg}{h}| = 9.460 |\frac{l}{h}|$$

Tale portata rappresenta anche il valore della portata della pompa di circolazione dell'impianto.

Allo stesso modo è possibile ricavare le portate dei singoli ventilconvettori FC1, FC2 e FC3:

$$G_{F(1} = \frac{W'_{F(1}}{c \cdot \Delta T} = \frac{1634[\frac{kcal}{h}]}{1 \frac{kcal}{kg°C} \cdot 5°C} = 326{,}8 |\frac{kg}{h}| = 326{,}8 |\frac{l}{h}|$$

$$G_{F(2} = \frac{W'_{F(2}}{c \cdot \Delta T} = \frac{1978[\frac{kcal}{h}]}{1 \frac{kcal}{kg°C} \cdot 5°C} = 395{,}6 |\frac{kg}{h}| = 395{,}6 |\frac{l}{h}|$$

$$G_{F(3} = \frac{W'_{F(3}}{c \cdot \Delta T} = \frac{2150[\frac{kcal}{h}]}{1 \frac{kcal}{kg°C} \cdot 5°C} = 430 |\frac{kg}{h}| = 430 |\frac{l}{h}|$$

A questo punto si può associare ad ogni singolo tratto di circuito una portatadi fluido termovettore, e quindi determinarne la sezione. Occorre quindi individuare il circuito idraulico più sfavorito, al fine di poter calcolare la prevalenza della pompa.

Tabella 1 – Caratteristiche del circuito idraulico più sfavorito e calcolo delle perdite di pressione ripartite

Tratto	Portata (l/h)	Velocità (m/s)	Diametro (pollici)	Perdita di pressione unitaria (mm c.a./m)	Lunghezza(m) Mandata	Perdite di pressione ripartite (mm c.a.)	Perdite di pressione ripartite (Pa)
AB	9460	1,2	2”	35	30	1050	10500
BC	9460	1,2	2”	35	1	35	350
CD	7052	0,93	2”	22	3	66	660
DE	4609,6	0,93	1” 1/2	30	3	90	900
EF	2201,6	0,60	1” 1/4	16	3	48	480
FG	1874,8	0,86	1”	45	10	450	4500
GH	1479,2	0,7	1”	30	10	300	3000
HI	1152,4	0,56	1”	20	10	200	2000
IL	825,6	0,65	3/4”	32	10	320	3200
LM	430	0,6	1/2”	40	10	400	4000
Perdite di pressione ripartite totali Mandata						**2959**	**29590**

Tratto	Portata (l/h)	Velocità (m/s)	Diametro (pollici)	Perdita di pressione unitaria (mm c.a./m)	Lunghezza(m) Ritorno*	Perdite di pressione ripartite (mm c.a.)	Perdite di pressione ripartite (Pa)
FG	326,8	0,45	1/2”	25	10	250	2500
GH	722,4	0,55	3/4”	25	10	250	2500
HI	1049.2	0,50	1”	16	10	160	1600
IL	1376	0,65	1”	26	10	260	2600
LM	1771,6	0,65	1”	41	10	410	4100
FM	2201,6	0,60	1” 1/4	16	50	800	8000
EF	2201,6	0,60	1” 1/4	16	3	48	480
DE	4609,6	0,93	1” 1/2	30	3	90	900
CD	7052	0,93	2”	22	3	66	660
BC	9460	1,2	2”	35	1	35	350
AB	9460	1,2	2”	35	30	1050	10500
Perdite di pressione ripartite totali Ritorno						**3419**	**34190**

Per i valori contrassegnati in giallo è anche possibile scegliere la tubazione di diametro inferiore.

(*) si considerano le tubazioni sia di mandata che di ritorno (NB: il ritorno è “rovesciato”).

Perdite di carico localizzate lungo il circuito idraulico più sfavorito.

$$\Delta p_{loc} = \frac{1}{2}\rho u_m^2 \sum_{i=1}^{n} \xi_i$$

con:

- ξ_i= *coefficienti di perdita localizzata ricavabili dalle tabelle allegate*
- ρ= *densità del fluido (nel caso in esame acqua 1000 kg/m^3)*
- u_m= *velocità media del fluido*

Anche in questo caso occorre considerare le tubazioni sia di mandata che di ritorno.

Le perdite localizzate nel circuito idraulico più sfavorito sono dovute a:

- Pompa di Calore
- Raccordi/Nodi
- Curve
- Ventilconvettore che "chiude" il circuito idraulico più sfavorito.

Facendo riferimento allo schema di impianto e alla tabella allegata dei coefficienti di perdita localizzata si identificano nel circuito idraulico più sfavorito le seguenti perdite di pressione localizzate:

- n. 1 Pompa di Calore ($\xi_{PdC} = \xi_{caldaia} = 3$)
- n. 1 Ventilconvettore che "chiude" il circuito idraulico più sfavorito ($\xi_{ventilconvett} = \xi_{radiatore} = 3$)
- n.5 Curve Normali ($\xi_{curva} = 0{,}5$)
- n.1 Curva Normale ($\xi_{curva} = 1$)
- n. 16 Raccordi/Nodi del tipo a T semplice a squadra ($\xi_{raccordo\,T} = 1$)

È possibile ricavare le perdite di pressione localizzate totali:

$$\Delta p_{loc} = \frac{1}{2}\rho u_m^2 \sum_{i=1}^{n} \xi_i = \frac{1}{2} \cdot 1000\,\frac{kg}{m^3} \cdot 0{,}75^2 \frac{m^2}{s^2} \cdot (3 + 3 + 2{,}5 + 17) = 14343{,}75\,Pa$$

La somma delle perdite di pressione ripartite e delle perdite di pressione localizzate nel circuito idraulico più sfavorito consente di determinare la <u>prevalenza della pompa di circolazione</u> dell'impianto:

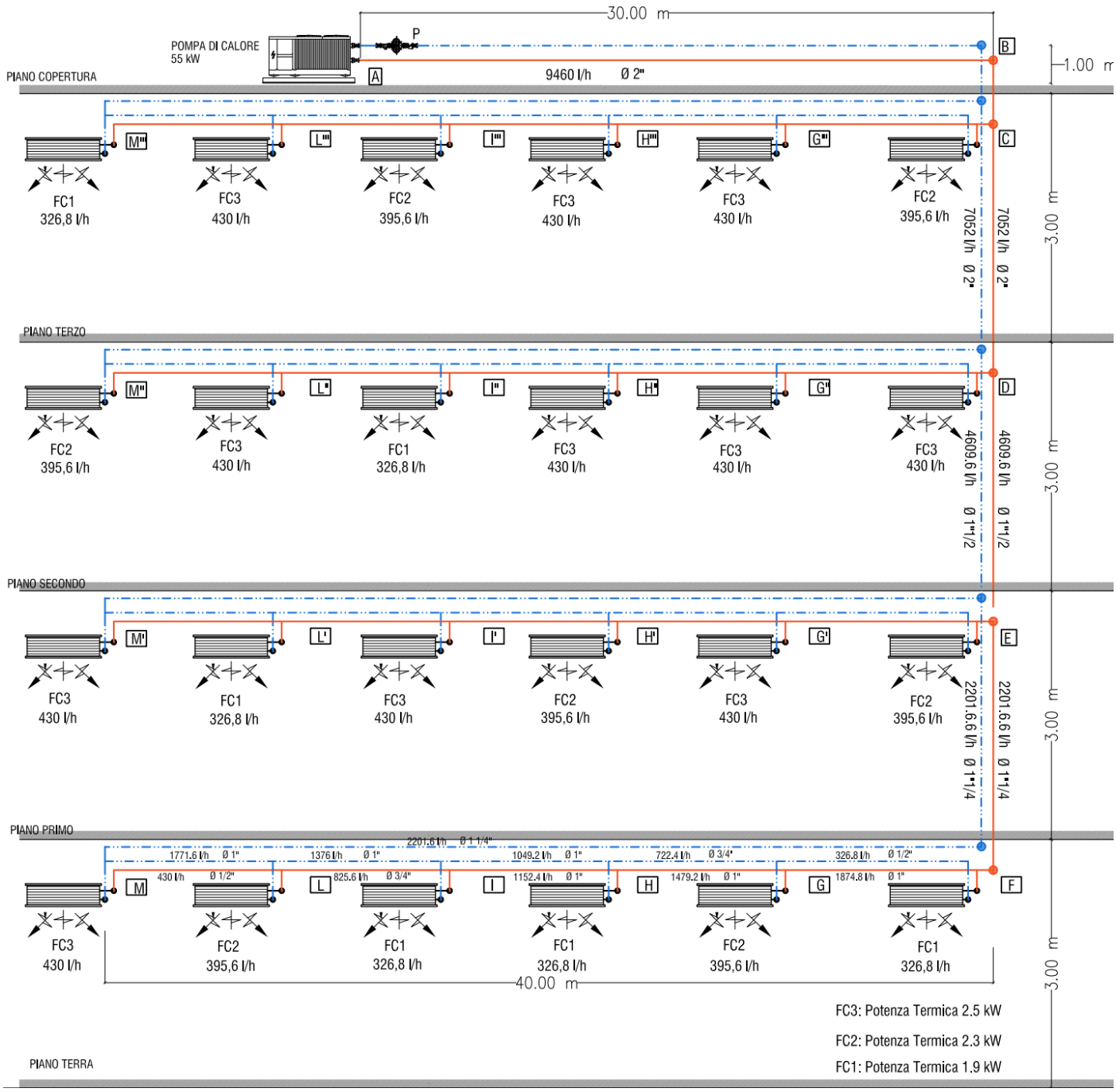
$$\Delta p_{rip} + \Delta p_{loc} = \Delta p_{TOT} = \Delta p_{pompa} = (63780 + 14343{,}75)\,Pa \cong 80\,kPa$$

La pompa di circolazione avrà quindi queste caratteristiche:

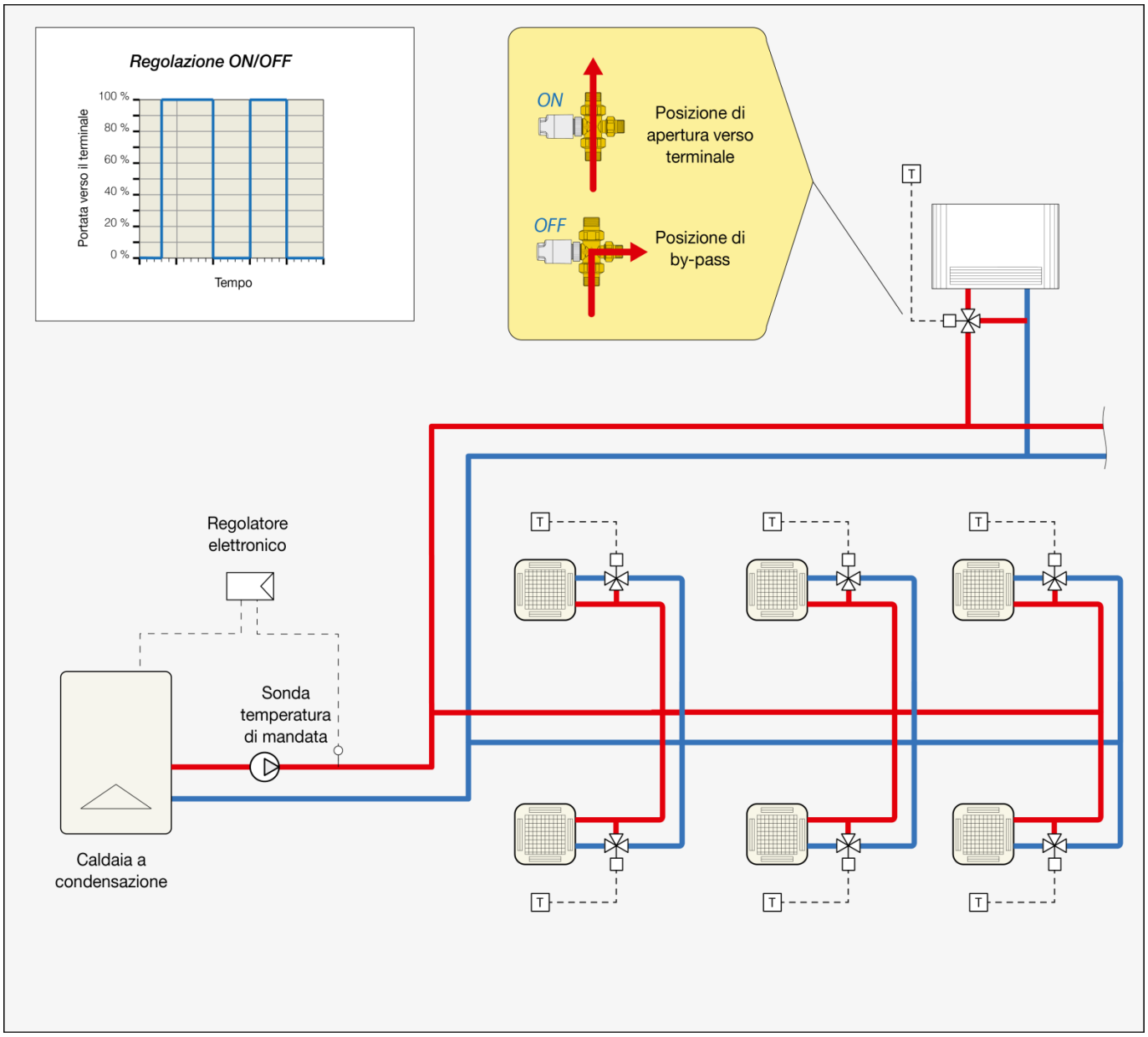
- Portata $G = 9460\,\frac{l}{h}$
- Prevalenza $\Delta p = 80\,kPa$

Nota:

Le tubazioni terminali dei ventilconvettori sono in rame e vanno dimensionate con lo stesso metodo utilizzando in questo caso il grafico per tubazioni in rame.


30.00 m
POMPA DI CALORE
55 kW
P
A
B
9460 l/h
Ø 2"
1.00 m
PIANO COPERTURA
M'''
L'''
I'''
H'''
G'''
C
FC1
326,8 l/h
FC3
430 l/h
FC2
395,6 l/h
FC3
430 l/h
FC3
430 l/h
FC2
395,6 l/h
7052 l/h
Ø 2"
7052 l/h
Ø 2"
3.00 m
PIANO TERZO
M''
L''
I''
H''
G''
D
FC2
395,6 l/h
FC3
430 l/h
FC1
326,8 l/h
FC3
430 l/h
FC3
430 l/h
FC3
430 l/h
4609.6 l/h
Ø 1"1/2
4609.6 l/h
Ø 1"1/2
3.00 m
PIANO SECONDO
M'
L'
I'
H'
G'
E
FC3
430 l/h
FC1
326,8 l/h
FC3
430 l/h
FC2
395,6 l/h
FC3
430 l/h
FC2
395,6 l/h
2201.6.6 l/h
Ø 1"1/4
2201.6.6 l/h
Ø 1"1/4
3.00 m
PIANO PRIMO
2201.6 l/h Ø 1 1/4"
1771.6 l/h Ø 1"
1376 l/h Ø 1"
1049.2 l/h Ø 1"
722.4 l/h Ø 3/4"
326.8 l/h Ø 1/2"
M
430 l/h Ø 1/2"
L
825.6 l/h Ø 3/4"
I
1152.4 l/h Ø 1"
H
1479.2 l/h Ø 1"
G
1874.8 l/h Ø 1"
F
FC3
430 l/h
FC2
395,6 l/h
FC1
326,8 l/h
FC1
326,8 l/h
FC2
395,6 l/h
FC1
326,8 l/h
40.00 m
3.00 m
FC3: Potenza Termica 2.5 kW
FC2: Potenza Termica 2.3 kW
FC1: Potenza Termica 1.9 kW
PIANO TERRA

SCHEMA CON CALDAIA E REGOLAZIONE A PUNTO FISSO E VALVOLE ON/OFF

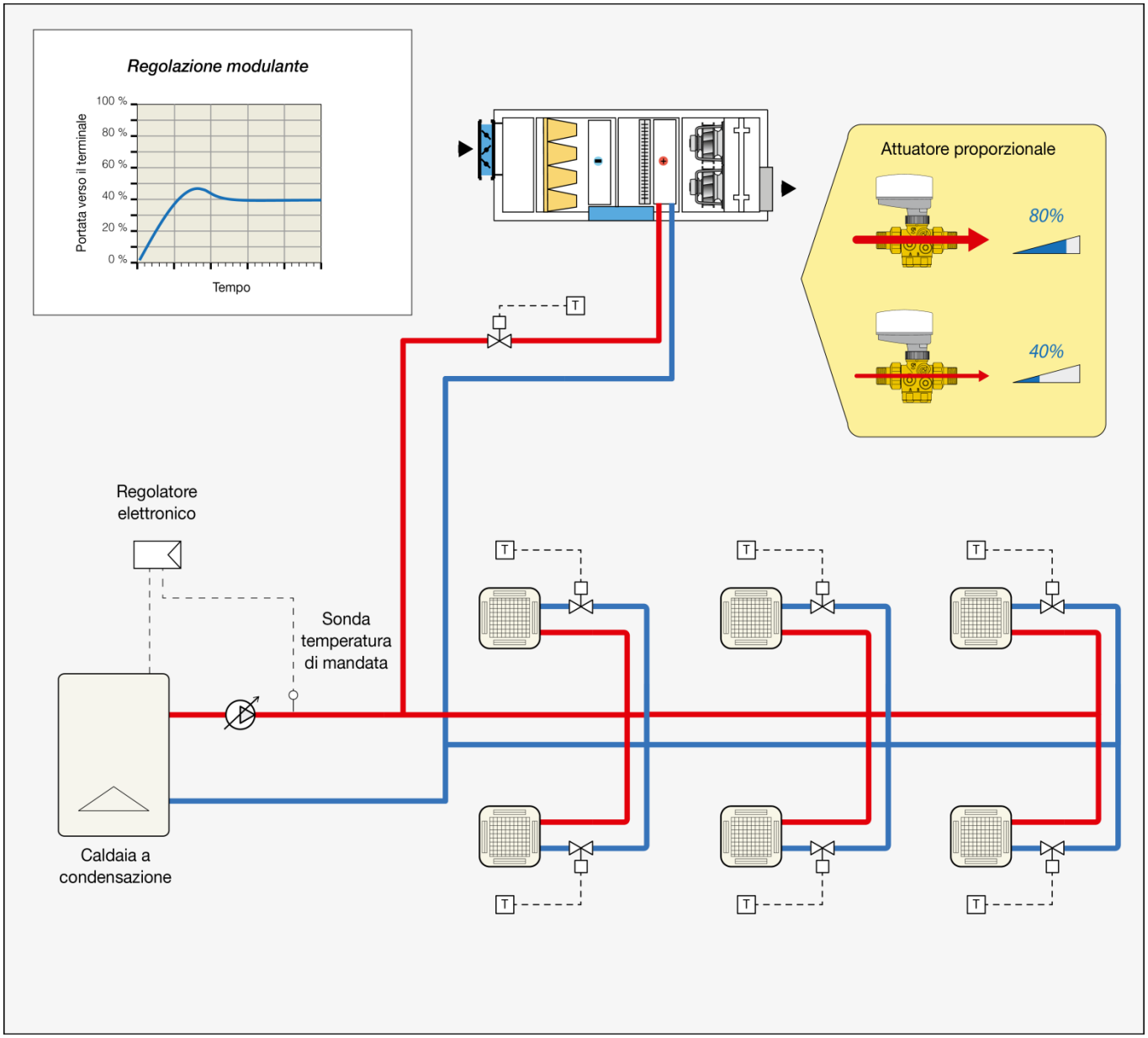


Negli impianti dotati di batterie di riscaldamento dell'aria (ventilconvettori, UTA ecc…) è necessario mantenere la temperatura di mandata al di sopra di una soglia minima (circa 50-55 °C) per evitare flussi d'aria non confortevoli immessi negli ambienti. Pertanto, in questi impianti si utilizza prevalentemente una regolazione della temperatura di mandata a punto fisso.

La regolazione della temperatura ambiente è effettuata controllando la portata che alimenta i terminali di emissione.

La regolazione più semplice è di tipo ON/OFF e viene spesso associata a valvole a 3 vie, onde evitare interruzioni della circolazione. È una soluzione semplice ed economica.
Consente una programmazione oraria dei periodi di riscaldamento e attenuazione.
Presenta lo svantaggio di avere una certa oscillazione della temperatura ambiente.

REGOLAZIONE A PUNTO FISSO E VALVOLE A 2 VIE MODULANTI



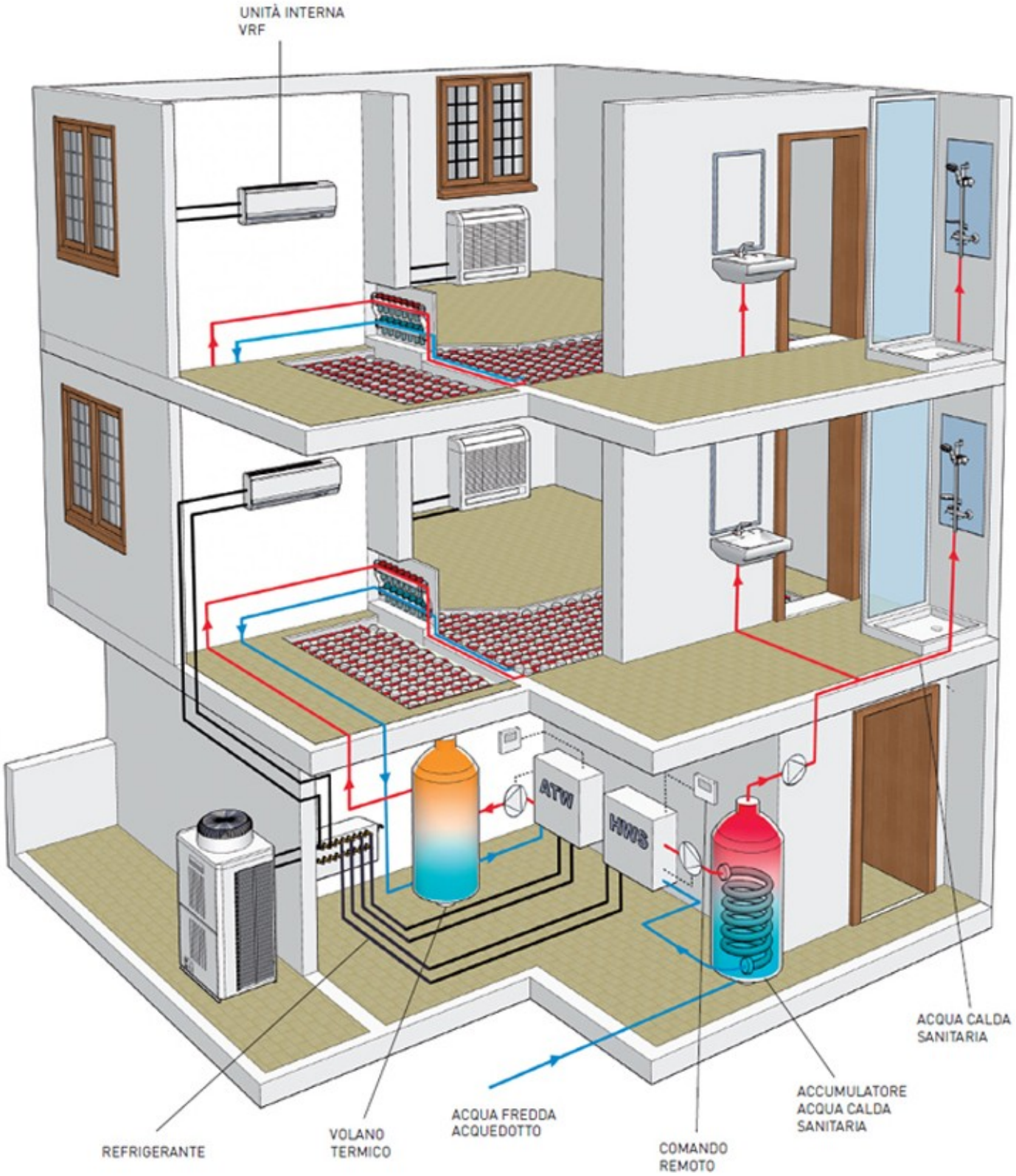
La regolazione della temperatura di mandata a punto fisso può essere abbinata ad un controllo della temperatura ambiente effettuato tramite la modulazione della portata di alimentazione delle batterie di trattamento dell'aria.

Nei sistemi più moderni, quest'ultima viene tipicamente realizzata tramite l'utilizzo di valvole a 2 vie dotate di servocomandi di tipo proporzionale. In questo caso, quindi, il bilanciamento della rete ed i circolatori devono essere adatti ad un funzionamento a portata variabile.

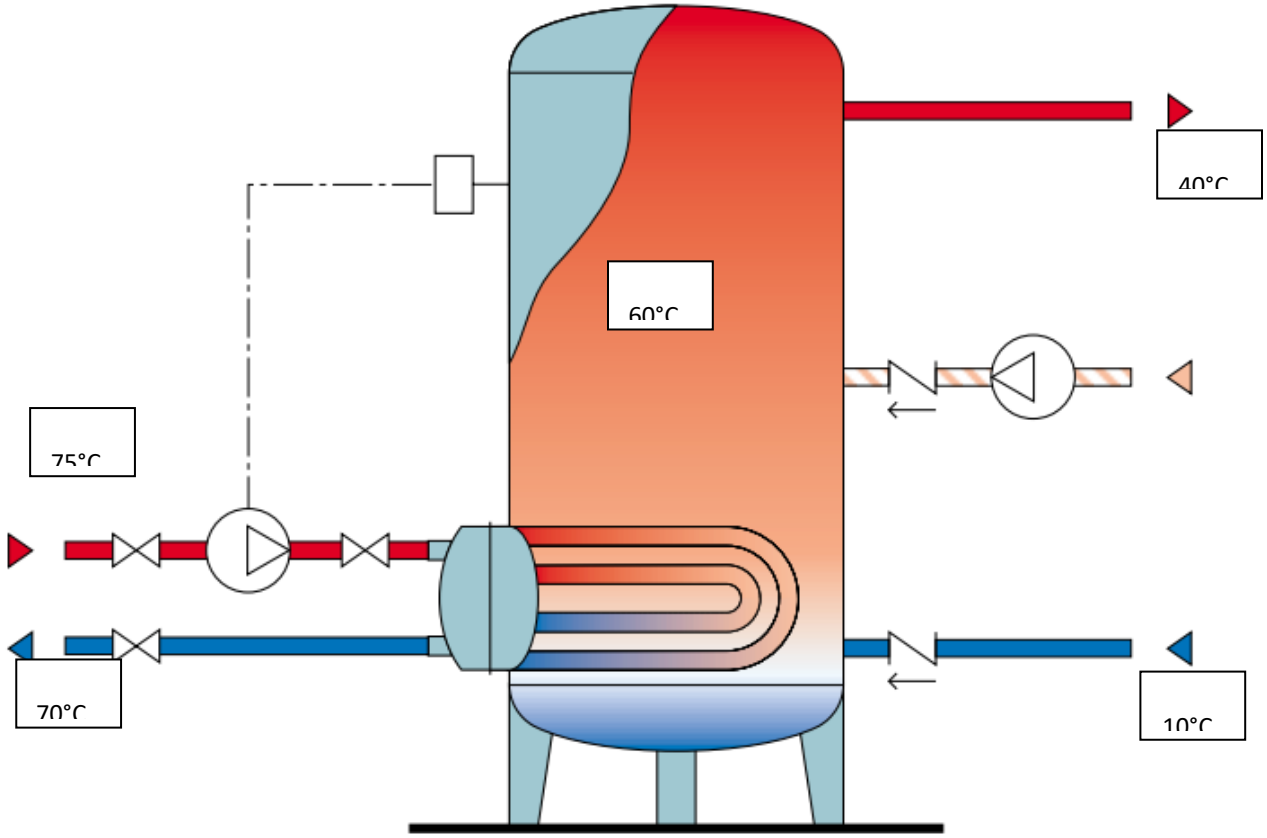
Si ottiene
- una riduzione dei costi di pompaggio
- regolazione stabile della temperatura ambiente

IMPIANTI MISTI ARIA ACQUA

In questi impianti si impiagano unità interne tipo split per la climatizzazione estiva e fan coils per quella invernale.



DIMENSIONAMENTO BOILER ACCUMULO ACS



TEMPERATURA DELL'ACQUA FREDDA TF

Il suo valore dipende da molti fattori quali: la temperatura del terreno, la temperatura esterna, la zona di provenienza dell'acqua e la natura della rete di distribuzione. In pratica, tuttavia, si può ritenere:

- Italia settentrionale t = 10 ÷ 12°C
- Italia centrale t = 12 ÷ 15°C
- Italia meridionale t = 15 ÷ 18°C

TEMPERATURA DI ACCUMULO DELL'ACQUA CALDA TA

Il suo valore deve essere scelto in funzione dei seguenti criteri:

- evitare (o almeno limitare) fenomeni di corrosione e deposito del calcare. Tali fenomeni sono molto più rapidi e aggressivi quando l'acqua di accumulo supera i 60-65°C;
- limitare le dimensioni dei bollitori. Basse temperature dell'acqua di accumulo fanno aumentare notevolmente il volume dei bollitori;
- evitare lo sviluppo nell'acqua dei batteri. In genere i batteri possono sopportare a lungo temperature fino a 50°C. Muoiono invece in tempi rapidi oltre i 55°C.

In considerazione di questi aspetti, accumulare acqua calda a 60°C è in genere un buon compromesso, compatibile anche con i limiti imposti dalla attuale norma UNI 9182.

TEMPERATURA DELL'ACQUA SCALDANTE TSC

E' bene non tenere troppo elevata la temperatura del fluido scaldante e limitare il salto termico.
Ad esempio si può adottare una temperatura di mandata pari a 75°C e un salto termico di 5°C.

FORMULE

Per calcolare la superficie del serpentino riscaldante si può utilizzare con buona approssimazione la seguente formula:

$$S = \frac{Qh}{K \cdot (tms - tm)} \qquad (5)$$

dove:

S = Superficie del serpentino.

Qh = Calore orario trasmissibile dal serpentino (cioè calore orario richiesto alla caldaia).

K = Coefficiente di scambio termico del serpentino.
Normalmente si può considerare:
K = **500** per tubi in ferro
K = **520** per tubi in rame

tms = Temperatura media del fluido scaldante:
è data dalla media fra la temperatura di mandata e di ritorno del fluido scaldante.

tm = Temperatura media del fluido riscaldato:
è data dalla media fra la temperatura dell'acqua di accumulo (**ta**) e la temperatura dell'acqua fredda (**tf**) di alimentazione.

EX.

Determinare il bollitore richiesto in un impianto che produce acqua calda per 50 alloggi con fabbisogno nel periodo di punta di 12750 litri di ACS.
Si consideri:
- temperatura di accumulo Ta= 60°C, - temperatura acqua fredda Tf= 10°C - temperatura di utilizzo tu=40°C
- temperatura andata fluido scaldante Tsc_m= 75°C, - temperatura ritorno fluido scaldante Tsc_r= 70°C.
- serpentino in acciaio con U=581 W/m2k
- periodo di preriscaldamento (tpr) di 2h e il periodo di punta (tpu) 1.5h

Calcolo del calore totale necessario per riscaldare l'acqua richiesta nel periodo di punta con temperatura di utilizzo (tu) dell'acqua calda e temperatura di alimentazione dell'acqua fredda (tf):
Tacs utilizzo = 40°C e Tf=10°C
Qt = m Ct ΔT = 1601145 kJ = 444,76 kWh con ΔT= Ta-Tf

Potenza (Qh) che deve essere ceduto all'acqua in base al calore totale richiesto e al tempo in cui esso può essere ceduto: cioè in base al tempo dato dalla somma fra il periodo di preriscaldamento (tpr) e il periodo di punta (tpu).
tpr=2h e tpu=1.5h
Ph= Qt / (tpr+tpu) = 127,075 kW

Portata fluido scaldante:
Ph= m cT DTsc → m = Ph / Ct DTsc = 6,07 Kg/s

Calcolo del calore da accumulare nella fase di preriscaldamento del boiler:
Qa= Ph * tpr= 914940 kJ = 254,15 kWh

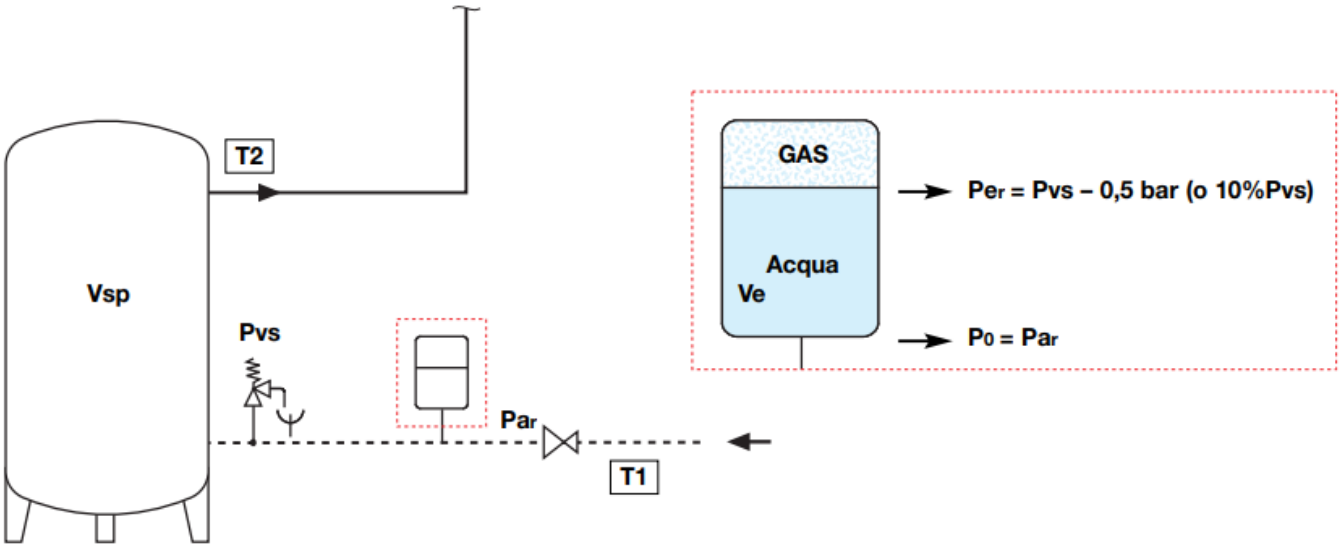
Determinazione del volume del bollitore
Ta=60°C e Tf=10°C
m= Qa / Ct (Ta- Tf) = 4371,4 Kg → V=m=4371 litri

Calcolo della superficie del serpentino del boiler
temperature medie del fluido scaldante (tms) e del fluido riscaldato (tm):

U=581 W/m2k tms= (75+70) / 2 = 72,5°C tm= (60+10)/2= 35°C → Δtm= tms - tm
A= Ph / (U Δtm)= 5,9 m2

VASO DI ESPANSIONE

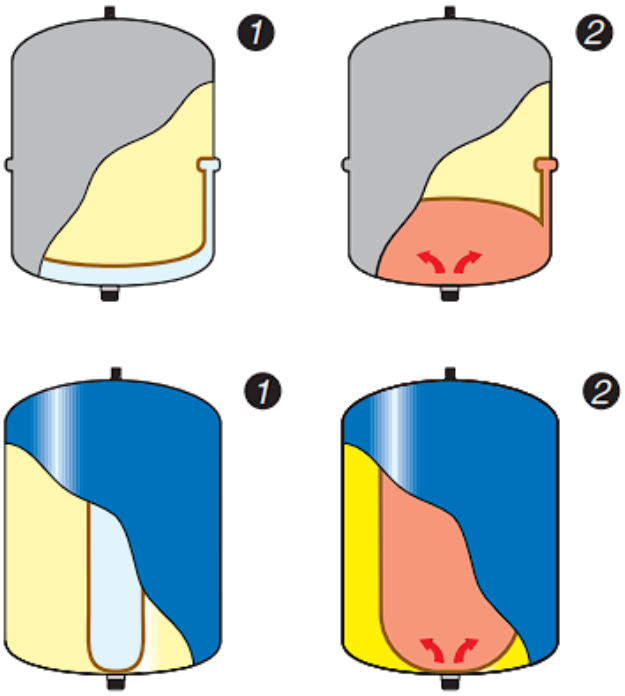
I vasi d'espansione sono dei dispositivi atti alla compensazione dell'aumento di volume dell'acqua dovuto all'innalzamento della temperatura della stessa, sia negli impianti di riscaldamento che in quelli di produzione di acqua calda sanitaria.



Vaso d'espansione per circuiti di riscaldamento e sanitario

Il vaso di espansione chiuso a membrana è costituito da un contenitore chiuso suddiviso in due parti da una membrana che separa l'acqua dal gas (in genere azoto) e che agisce da compensatore della dilatazione.

A seguito dell'incremento di temperatura, nel vaso si produce un aumento di pressione rispetto al valore di precarica a freddo (fig. 1) fino a raggiungere il valore corrispondente alla massima dilatazione (fig. 2).



Metodo di dimensionamento

T1 = temperatura acqua fredda di alimentazione
T2 = temperatura di accumulo dell'acqua calda
e = coefficiente di espansione dell'acqua, calcolato in base alla massima differenza tra la temperatura dell'acqua fredda di alimentazione e quella calda di accumulo

$$e = n_{T2}/100 - n_{T1}/100$$

Definizione volumi

Vn = volume del vaso (l), da calcolare
Vsp = volume dell'acqua riscaldata (l) (nel bollitore)
Ve = volume di espansione dovuto al riscaldamento dell'acqua (l)

Definizione pressioni - le pressioni sotto riportate sono tutte pressioni misurate al manometro (pressioni relative):

P_0 = pressione di precarica vaso lato gas (bar)
Pvs = pressione taratura valvola sicurezza (bar)
P_{ar} = pressione iniziale (bar) lato acqua, relativa rappresentata dalla pressione massima di ingresso (valore di taratura del riduttore di pressione o dalla pressione massima di alimentazione della rete)

$$P_{ar} = P_0$$

P_{er} = pressione massima di esercizio dell'impianto (bar) lato gas (Pvs) diminuita di un valore di pressione che previene l'apertura della valvola di sicurezza.

$$P_{er} = Pvs - 0{,}5 \text{ bar } (10\% \text{ Pvs se Pvs} > 5 \text{ bar})$$

La capacità di un vaso d'espansione chiuso a membrana (diaframma) per impianti sanitari con accumulo viene calcolata applicando la seguente formula:

$$Vn = \frac{e \cdot Vsp}{1 - \frac{Pa}{Pe}} \qquad (2)$$

Pressioni assolute

Pa = pressione assoluta iniziale lato gas (bar) pari alla pressione massima di ingresso Par + pressione atmosferica (1 bar). In pratica è la pressione di precarica a freddo del vaso aumentata di 1 bar.

$$Pa = P_{ar} + 1 = P_0 + 1$$

Pe = pressione assoluta finale lato gas (bar) data dalla pressione massima relativa di esercizio dell'impianto P_{er} + pressione atmosferica (1 bar).

$$Pe = P_{er} + 1$$

Tabella indicativa coefficiente "n" al variare della temperatura "T (°C)", relativo alla temperatura di 10°C, senza glicole

°C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
n	0	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,7	2,3	2,9	3,6

Esempio:

Dimensionare un vaso di espansione per un impianto idrosanitario avente le seguenti caratteristiche:

Vsp *= volume dell'acqua riscaldata (bollitore) =* ***600 l***
T1 *= temperatura acqua fredda di alimentazione =* ***10°C***
T2 *= temperatura di accumulo dell'acqua calda =* ***80°C***
P_{ar} *= pressione iniziale lato acqua =* ***3,5 bar***
Pvs *= pressione di taratura della valvola di sicurezza =* ***6 bar***

Soluzione:

Dalla tabella dei coefficienti "n" ricaviamo:

per T1 = 10°C -> n_{T1} = 0,1 per T2 = 80°C -> n_{T2} = 2,9
*quindi "**e**" per ΔT = 70°C è dato da:*

$$e = (2{,}9/100) - (0{,}1/100) = 0{,}028$$

P_0 *= pressione di precarica vaso lato gas = Par =* ***3,5 bar***
P_{er} *= pressione massima di esercizio dell'impianto lato gas = Pvs – 0,5 bar = 6 – 0,5 =* ***5,5 bar***

Pa *= pressione assoluta iniziale lato gas = Par + 1 = 3,5 + 1 = 4,5 bar*
Pe *= pressione assoluta finale lato gas = Per + 1 = 5,5 + 1 = 6,5 bar*

*Si applica la formula (2) per il calcolo del volume del vaso **Vn**:*

$$Vn = \frac{0{,}028 \cdot 600}{1 - \frac{4{,}5}{6{,}5}} = 54{,}54 \text{ l}$$

Verrà scelto quindi un vaso da 60 l *(che dovrà essere precaricato a 3,5 bar)*

DIMENSIONAMENTO TERMICO DI UNO SCAMBIATORE DI CALORE

fonte www.tempco.it

TRASFERIMENTO DI CALORE

Il trasferimento di calore da un mezzo all'altro è regolato dalle seguenti semplici regole:

- il calore passa dal mezzo più caldo a quello più freddo;
- deve sussistere una situazione di squilibrio (in questo caso la differenza di temperatura);
- il calore ceduto dal mezzo caldo dev'essere tutto assorbito dal mezzo freddo, fatte salve le perdite dovute all'ambiente circostante.

SCAMBIATORI

Ci sono due tipi principali di scambiatori:

– scambiatori diretti, in cui i fluidi tra cui avviene il trasferimento di calore vengono messi a contatto e poi separate:

Il procedimento presuppone che i due fluidi siano immiscibili; si può prendere come esempio le torri evaporative in cui l'acqua viene raffreddata dal diretto contatto con l'aria;

– scambiatori indiretti, in cui i fluidi vengono tenuti separati da una parete, attraverso cui avviene lo scambio termico.

Lo scambiatore di calore a piastre ad esempio è di tipo indiretto in cui il calore viene trasmesso per conduzione (attraverso le piastre) e per convezione tra il fluido e le piastre.

Formula dello scambio termico

In un fluido monofase, la quantità di calore trasferito è indicata dalla seguente formula:

Q = (m1*Cp*Dt) = (m2*Cp* Dt)

Questa equazione indica le esigenze della specifica applicazione.

La quantità di calore che lo scambiatore può trasferire è espressa dalla seguente relazione:

Q = k*A*LMTD IIn cui:

Q = quantità di calore

A = superficie di scambio

k = coefficiente globale di scambio termico

LMTD = Δt medio logaritmico

In uno scambiatore dimensionato correttamente, le due equazioni dovrebbero dare lo stesso risultato.

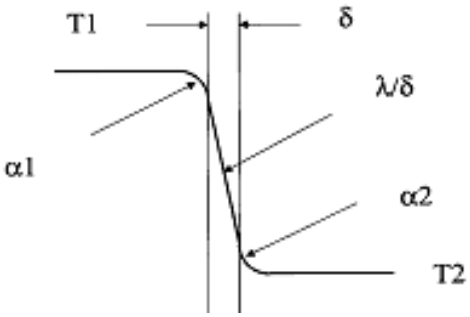
COEFFICIENTE GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO

Il processo di scambio termico da un fluido all'altro si sviluppa in tre passaggi (si veda la figura seguente):

1. per prima cosa avviene il trasferimento di calore dalla massa del mezzo caldo alla piastra che separa i due fluidi;
2. quindi il calore viene trasferito attraverso la piastra, secondo la conducibilità termica del materiale della piastra stessa;
3. infine il calore viene trasferito dalla piastra alla massa del mezzo freddo.

Di conseguenza, la resistenza totale al trasferimento di calore in uno scambiatore è data dalla somma di tre singole resistenze.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{(\lambda / \delta)_{piastra}}$$

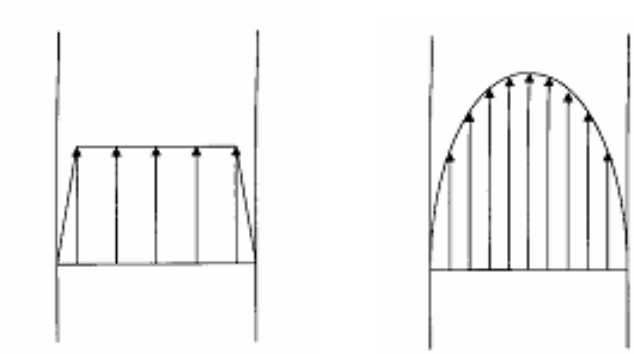


L'equazione è valida per un'applicazione che non presenta fattori di sporcamento. In caso contrario, bisogna considerare una resistenza ulteriore (fouling factor) o prevedere un margine di sovradimensionamento.
Per quantificare il valore di k, bisogna determinare il coefficiente liminare di ogni fluido, conoscere lo spessore e la conducibilità termica delle piastre e se è necessario inserire un margine di sovradimensionamento.
Il coefficiente film esprime la resistenza al trasferimento di calore nei fluidi laminari vicino alla superficie di scambio. Per ottenere un coefficiente film il più alto possibile bisogna mantenere lo strato di fluido il più sottile possibile.

Per ottenere un elevato coefficiente film bisogna:

1. Mantenere il fluido a velocità elevata. Ci sono due tipi principali di flusso.

Flusso turbolento, significa che c'è una velocità uniforme nei canali delle piastre. Le singole particelle di fluido hanno velocità e direzioni differenti all'interno del flusso, così da creare uno strato di fluido molto sottile e quindi un alto coefficiente film.



Gli scambiatori a piastre possono avere un'elevata turbolenza, grazie al ridotto spazio tra le piastre e al grande numero di punti di contatto che si creano quando le piastre vengono compresse.

Flusso laminare, significa che c'è un elevato gradiente di velocità nei canali delle piastre, con il picco di velocità nella parte centrale. Tutte le particelle del fluido scorrono nella stessa direzione, così da creare un sottile strato di fluido e quindi un basso coefficiente film.

2. Mantenere bassa la viscosità del fluido.

Un fluido viscoso tenderà a scorrere in linea retta e quindi il calore verrà trasmesso principalmente per conduzione attraverso le particelle di liquido in movimento una in parallelo all'altra. Al contrario, un fluido a bassa viscosità tenderà a scorrere con moto turbolento, quindi le particelle di fluidi trasferiranno il calore per convezione.

3. Avere un'alta capacità termica del fluido.

Se il fluido ha un'alta capacità termica, può assorbire una grande quantità di calore da una superficie di scambio, anche in presenza di Δt ridotti.

ma questo può non essere controllabile, dato che i fluidi utilizzati spesso sono imposti dal processo o dalle utilities a disposizione.

4. Avere un'alta conducibilità termica del fluido.

Anche questo non è sempre controllabile.

5. Mantenere una distanza ridotta tra le superfici di scambio.

È ovviamente importante che si mantengano distanze ridotte, perché il calore deve muoversi dalla massa del fluido alle superfici di scambio che lo circondano. Motivo questo per il quale si tende a fare piastre con ridotto pressing depth.

Scelta delle piastre e valutazione del calore trasferito utilizzando la lunghezza termica

Abbiamo definito la lunghezza termica di uno scambiatore (Θ) come la capacità dello scambiatore stesso di modificare la temperatura del mezzo dato un certo Δt tra i due fluidi.

Θ è un valore importante nel dimensionamento di uno scambiatore.

Riassumiamo quanto detto prima:

Q = m*cp*δt Q = k*A*LMTD

Se ne deduce quindi che:

m*cp*δt = k*A*LMTD

Da quest'ultima equazione derivano le seguenti uguaglianze:

$\frac{\delta t}{LMTD} = \Theta = \frac{k * A}{m * c_p}$	$A = \frac{m * c_p * \Theta}{k}$

Come si può vedere, quando il valore di m cresce, cresce anche la superficie di scambio e bisogna prevedere più piastre o più tubi. Se invece è il valore di Θ a crescere, sono necessari piastre o tubi più grandi.

Scegliere un modello di scambiatore

Nella scelta del modello di scambiatore a piastre da adottare, vanno considerati i seguenti punti.

a) Diametro delle connessioni, nella maggior parte dei casi il volume di fluido da trasportare condizionerà la scelta del modello di scambiatore.

b) Massimo numero di piastre, quando si è vicini al limite massimo di piastre potrebbe essere conveniente saltare al modello superiore con un numero minore di piastre.

c) Lunghezza termica del tipo di piastre (Θ).

Per poter dimensionare uno scambiatore è necessario possedere le seguenti informazioni su entrambi i fluidi:

- portata;
- temperatura in entrata;
- temperatura in uscita;
- perdita di carico massima ammissibile.

Nel dimensionare uno scambiatore, il calore trasferito o la perdita di carico sono fattori limitanti. Di solito, più la perdita di carico è elevata e più lo scambio termico è efficace. Un bassa perdita di carico comporta un trasferimento di calore meno efficiente, piastre con una superficie più ampia e un maggior sovradimensionamento. È anche possibile che ci siano abbastanza piastre per trasferire tutto il calore, ma la perdita di carico non è sfruttata appieno. Riducendo il numero delle piastre, lo scambiatore non sarebbe più efficace. Nei vari casi lo scambiatore sarebbe limitato idraulicamente o termicamente, raramente si riescono a bilanciare le due variabili.

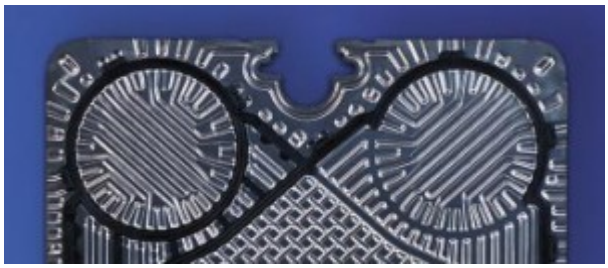
COEFFICIENTE GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO

In parecchi articoli apparsi su queste pagine, si è parlato di coefficiente globale di scambio termico, o di trasmissione del calore.

Tale coefficiente, viene utilizzato per il corretto dimensionamento degli scambiatori di calore.

Come più volte sottolineato, il coefficiente globale di scambio termico, non è sempre uguale, ma cambia in funzione di:

- tipi di fluidi interessanti allo scambio termico
- tipo di scambiatore
- velocità dei fluidi all'interno dello scambiatore
- regime di turbolenza/linearità del moto dei fluidi



Possiamo affermare senza tema di smentita, che è un valore intrinseco al progetto dello scambiatore, che assume rilevante importanza nel corretto dimensionamento delle apparecchiature stesse.

Di seguito trovate una tabella riportante alcuni dei valori tipici di scambio termico, per i più comuni casi che si presentano nella normale pratica.

TYPICAL OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENTS (U - VALUES)			
Shell and Tube Heat Exchangers	**Hot Fluid**	**Cold Fluid**	**U [W/m^{2}C]**
Heat Exchangers	Water	Water	800 - 1500
	Organic solvents	Organic Solvents	100 - 300
	Light oils	Light oils	100 - 400
	Heavy oils	Heavy oils	50 - 300
	Reduced crude	Flashed crude	35 - 150
	Regenerated DEA	Foul DEA	450 - 650
	Gases (p = atm)	Gases (p = atm)	5 - 35
	Gases (p = 200 bar)	Gases (p = 200 bar)	100 - 300
Coolers	Organic solvents	Water	250 - 750
	Light oils	Water	350 - 700
	Heavy oils	Water	60 - 300
	Reduced crude	Water	75 - 200
	Gases (p = atm)	Water	5 - 35
	Gases (p = 200 bar)	Water	150 - 400
	Gases	Water	20 - 300
	Organic solvents	Brine	150 - 500
	Water	Brine	600 - 1200
	Gases	Brine	15 - 250
Heaters	Steam	Water	1500 - 4000
	Steam	Organic solvents	500 - 1000
	Steam	Light oils	300 - 900
	Steam	Heavy oils	60 - 450
	Steam	Gases	30 - 300
	Heat Transfer (hot) Oil	Heavy oils	50 - 300
	Heat Transfer (hot) Oil	Gases	20 - 200
	Flue gases	Steam	30 - 100
	Flue gases	Hydrocarbon vapours	30 -100
Condensers	Aqueouos vapours	Water	1000 - 1500
	Organic vapours	Water	700 - 1000
	Refinery hydrocarbons	Water	400 - 550
	Vapours with some non condensibles	Water	500 - 700
	Vacuum condensers	Water	200 - 500
	Vaporisers		
	Steam	Aqueouos solutions	1000 - 1500
	Steam	Light organics	900 - 1200
	Steam	Heavy organics	600 - 900
	Heat Transfer (hot) oil	Refinery hydrocarbons	250 - 550

Principali unità di misura fondamentali nel S.I..

Grandezza	Unità S.I.		
	Nome	Simbolo	Definizione
			Fondamentali
Lunghezza	metro	m	Lunghezza uguale a 1650763,73 lunghezze d'onda, nel vuoto, della radiazione corrispondente alla transizione fra i livelli $2p_{10}$ e $5d_5$ dell'atomo di cripto 86. In Italia il metro è attuato mediante il campione dell'Istituto di Metrologia Gustavo Colonnetti del CNR di Torino.
Massa	kilogrammo	kg	Massa del prototipo internazionale conservato al Pavilion de Broloull (Sèvres). In Italia il campione del kilogrammo è conservato presso il Ministero dell'Industria, del Commercio e dell'Artigianato (Servizio Metrico), a Roma.
Tempo	secondo	s	Intervallo di tempo che contiene 9192631770 periodi della radiazione corrispondente alla transizione fra i due livelli iperfini dello stato fondamentale dell'atomo di cesio 133. In Italia il secondo è attuato mediante il campione dell'Istituto Elettrotecnico Nazionale Galileo Ferraris, a Torino.
Intensità di corrente elettrica	ampere	A	Intensità di corrente elettrica che, mantenuta costante in due conduttori rettilinei, paralleli, di lunghezza infinita, di sezione circolare trascurabile e posti alla distanza di 1 m l'uno dall'altro nel vuoto, produce tra i due conduttori la forza di 2 x 10-7 N su ogni metro di lunghezza. In Italia l'ampere è attuato mediante il campione dell'Istituto Elettrotecnico Nazionale Galileo Ferraris, a Torino.
Temperatura termodinamica	kelvin	k	Frazione 1/273,16 della temperatura termodinamica del punto triplo dell'acqua. In Italia la scala termodinamica della temperatura è attuata mediante i campioni dell'Istituto di Metrologia Gustavo Colonnetti del CNR, a Torino.
			Supplementari
Angolo piano	radiante	rad	Angolo piano al centro che su una circonferenza intercetta un arco di lunghezza a quella del raggio.

Principali unità di misura derivate nel S.I. di introduzione in meccanica.

Grandezza	Unità S.I.		
	Nome	**Simbolo**	**Definizione e relazione con le SI fondamentali, supplementari o derivate**
Forza	newton	N	Forza che imprime a un corpo con massa di 2 kg l'accelerazione di 1 m/s^2.
Pressione tensione	pascal	pa	Pressione esercitata dalla forza di 1 N applicata perpendicolarmente ad una superficie con area di 1 m_2. 1 Pa = 1 N/m^2.
Lavoro Energia Quantità di calore	joule	J	Lavoro compiuto dalla forza di 1 N quando il suo punto di applicazione si sposta di 1 m nella direzione e nel verso della forza stessa. 1 J = 1 N . m.
Potenza	watt	W	Potenza di un sistema che produce il lavoro di 1 J in 1 s. 1 W = 1 J/s.

Unità di misura non S.I., tollerate.

Grandezza	Unità non S.I.		Unità S.I. da preferire		Conversione in Unità SI
	Nome	**Simbolo**	**Nome**	**Simbolo**	
Lunghezza	miglio marino	-	metro	m	1 miglio marino = 1852 m
	Angstrom	A	metro	m	1 A= 10^{-10} m
Massa	tonnellata	t	kilogrammo	kg	1 t = 10^3 kg
	carato metrico	-	kilogrammo	kg	1 carato metrico = $2 \cdot 10^{-4}$ kg
Tempo	ora	h	secondo	s	1 h = 3600 s
	minuto	min	secondo	s	1 min = 60 s
Angolo piano	giro	-	radiante	rad	1 giro = 2 p rad
Area	ettaro	ha	metro quadrato	m^2	1 ha = 10^4 m^2
Volume	litro (solo per liquidi)	l1	metro cubo	m^3	1l = 10^{-3} m^3 = 1 dm^3
Velocità	kilometro/ ora	km/h	metro/ secondo	m/s	1 km/h = (1000 : 3600) m/s
	nodo	-	metro/ secondo	m/s	1 nodo = (1852 : 3600) m/s
Pressione (di fluidi)	bar	bar	pascal	Pa	1 bar = 10^5 Pa
Energia	kilowattora	kWh	joule	J	1 kWh = $3.6 \cdot 10^6$ J
	elettrovolt	eV	joule	J	1 e V = $(1{,}60210 \pm 0{,}00007) \cdot 10^{-19}$ J

Unità di misura ancora usate, ma vietate nel S.I..

Grandezza	Unità non S.I.		Unità S.I. da preferire		Conversione in Unità SI
	Nome	Simbolo	Nome	Simbolo	
Forza	kilogrammo forza kilopond	kgf kp	newton newton	N N	1 kgf = 9,80655 N 1 kp = 9,80665 N
Pressione	atmosfera tecnica millimetro di mercurio torr	at mmHg torr	pascal pascal pascal	Pa Pa Pa	1 at = 98066,5 Pa 1 mmHg = 133,322 Pa 1 torr = 133,322 Pa
Energia quantità di calore	grande caloria chilogrammetro	Cal kgm	joule joule	J J	1 Cal = 4186,8 J 1 kgm = 9,806655 J
Potenza	cavallo	CV	watt	W	1 CV = 735, 499 W

Unità di misura di corrente impiego in termoidraulica.

Temperatura	K (grado Kelvin)	°C (grado Centigrado)		
Lunghezza	m	mm	cm	
Massa	kg	l		
Portata massica	kg/h	kg/s, kg/min	l/h	l/s, l/min
Portata volumetrica	m^3/h	m^3/s		
Lavoro, energia	J	kWh	Kcal	
Potenza	W	kW	Kcal/h	
Conduzione termica	W/mK	Kcal/m°Ch		
Convezione termica	W/m^2K	kW/m^2 K	$Kcal/m^{2}$°Ch	
Trasmittanza	W/mK	kW/mK	$Kcal/m^{2}$°Ch	
Velocità	m/s	Km/h		
Pressione	bar	Kgf/cm^2	Atm	

In termotecnica ancora oggi si usa molto la kilocaloria, che spesso viene indicata come *Cal* (con la *C* maiuscola, per distinguerla dalla piccola caloria, assai usata dai fisici e dai chimici, e che si indica *cal*, con la *c* minuscola che è mille volte più piccola della *Cal*).